ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 6
Основные условные обозначения и сокращения 8

Часть первая
ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, ПАРОТУРБИННОЙ И СЕТЕВОЙ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВОК 11

Глава первая. **Процессы преобразования энергии на тепловых электростанциях** 11

1.1. Типы тепловых электростанций 11
1.2. Производство электроэнергии и тепла на ТЭЦ 11
1.3. Основные законы перехода тепловой энергии в работу 15
1.4. Термодинамические свойства воды и водяного пара 19
1.5. Тепловые циклы паротурбинных установок . . 24
Контрольные вопросы 31

Глава вторая. **Тепловой процесс в паровой турбине и ее принципиальное устройство** 32

2.1. Истечение пара из сопл 32
2.2. Турбинные решетки 33
2.3. Преобразование энергии в турбинной ступени 35
2.4. Реактивность ступени 37
2.5. Треугольники скоростей 38
2.6. Относительный лопаточный КПД турбинной ступени 42
2.7. Относительный внутренний КПД ступени 43
2.8. Двухвенечные ступени 46
2.9. Ступени с частичным подводом пара 48
2.10. Ступени большой веерности 49
2.11. Необходимость и преимущества многоступенчатой конструкции турбины 50
2.12. Парораспределение паровой турбины 51
2.13. Превращения тепловой энергии в работу в паровой турбине 54
2.14. Концевые уплотнения турбины 56
2.15. Многоцилиндровые турбины 57
2.16. Уравновешивание осевых усилий в турбине . . 58
Контрольные вопросы 59

Глава третья. **Конструкция деталей и узлов теплофикационных паровых турбин** 60

3.1. Общее описание турбины 60
3.2. Материалы 61
3.3. Облопачивание проточной части 65
3.4. Валопровод турбины 71
3.5. Статор паровой турбины 78
3.6. Обоймы диафрагм 91
3.7. Диафрагмы, сопловые аппараты первых ступеней и поворотные диафрагмы 93
3.8. Материалы деталей статора 99
3.9. Уплотнения 100
3.10. Подшипники паровых турбин 103
3.11. Установка турбоагрегата на фундаменте 123
3.12. Валоповоротные устройства 131
Контрольные вопросы 133

Глава четвертая. **Системы смазки, регулирования и защиты паровой турбины** 135

4.1. Системы смазки подшипников 135
4.2. Система регулирования и управления 147
4.3. Автоматическая система защиты турбины 166
Контрольные вопросы 178

Глава пятая. **Конденсационные установки** 180

5.1. Назначение и принцип действия конденсатора и конденсационной установки 180
5.2. Устройство поверхностного конденсатора 182
5.3. Рабочий процесс в конденсаторе 184
5.4. Конструкция трубного пучка 185
5.5. Установка и детали конденсатора 189
5.6. Элементы конденсационной установки 193
Контрольные задачи 206

Глава шестая. **Сетевые подогревательные установки** 208

6.1. Нагрев сетевой воды на ТЭЦ 208
6.2. Назначение и роль сетевых подогревателей . . . 210
6.3. Конструкции сетевых подогревателей 211
6.4. Система циркуляции сетевой воды на ТЭЦ . . . 218
Контрольные вопросы 224

Глава седьмая. **Конденсатно-питательные тракты ТЭЦ** 225

7.1. Назначение и принципы построения системы регенеративного подогрева питательной воды . . 225
7.2. Принципиальные схемы конденсатно-питательных трактов ТЭЦ 226
7.3. Конструкции подогревателей низкого давления 229
7.4. Деаэрационная установка 231
7.5. Питательные установки ТЭЦ 233
7.6. Конструкция подогревателей высокого давления 237
7.7. Бездеаэраторные тепловые схемы 239
Контрольные вопросы 240

Часть вторая
КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ... 241

Глава восьмая. **Турбины с противодавлением** ... 241

8.1. Типы паровых турбин ... 241
8.2. Турбины Уральского турбомоторного завода ... 243
8.3. Турбины Ленинградского металлического завода ... 248

Глава девятая. **Турбины с одним регулируемым отбором пара** ... 254

9.1. Турбины Турбомоторного завода ... 254
9.2. Турбины Ленинградского металлического завода ... 277

Глава десятая. **Турбины с двумя регулируемыми отборами пара** ... 283

10.1. Особенности турбин с двумя отборами ... 283
10.2. Турбины Турбомоторного завода ... 284
10.3. Турбины Ленинградского металлического завода ... 289
10.4. Турбины с промежуточным отбором пара и противодавлением ... 299

Часть третья
ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ... 303

Глава одиннадцатая. **Режимы работы теплофикационных турбин** ... 303

11.1. Обеспечение надежности и экономичности — основные принципы эксплуатации ... 303
11.2. Классификация режимов работы теплофикационных турбин ... 305
11.3. Работа турбины при переменном пропуске пара ... 309
11.4. Диаграммы режимов турбоагрегатов ... 319
11.5. Работа турбины при отклонении параметров свежего пара и пара промежуточного перегрева от номинальных ... 324
11.6. Работа турбины при переменном давлении в конденсаторе ... 327
11.7. Работа турбины при переменной тепловой нагрузке теплофикационных отборов ... 332
11.8. Явления, возникающие в турбине при нестационарных режимах ... 345
Контрольные вопросы ... 349

Глава двенадцатая. **Обслуживание теплофикационных паровых турбин и турбоустановок при нормальной работе** ... 351

12.1. Задачи обслуживания ... 351
12.2. Обслуживание систем защиты и регулирования ... 351
12.3. Обслуживание системы маслоснабжения и смазки ... 357
12.4. Наблюдение за работающей турбиной ... 358
12.5. Отложения в турбинах и борьба с ними ... 361
12.6. Неполадки в работе конденсационной установки ... 364
12.7. Обслуживание сетевых подогревателей ... 369
Контрольные вопросы ... 372

Глава тринадцатая. **Пуск теплофикационных турбин из холодного состояния** ... 374

13.1. Классификация пусков и основной принцип их проведения ... 374
13.2. Неполадки и дефекты, препятствующие пуску ... 374
13.3. Пуск неблочных ПТУ из холодного состояния ... 376
13.4. Пуск блочных паротурбинных установок ТЭЦ ... 382
13.5. Включение сетевой подогревательной установки ... 395
13.6. Особенности пуска турбоустановок с противодавлением ... 398
Контрольные вопросы ... 399

Глава четырнадцатая. **Остановка турбины и ее пуск из горячего и неостывшего состояний** ... 400

14.1. Явления, возникающие в турбине при снижении нагрузки и остановке ... 400
14.2. Остановка турбины в горячий резерв ... 402
14.3. Выбег ротора ... 403
14.4. Остановка турбины с охлаждением ... 404
14.5. Аварийная остановка турбоагрегата ... 405
14.6. Остывание турбины и элементов энергоблока при остановке в горячий резерв ... 407
14.7. Уход за остановленной турбиной ... 408
14.8. Пуск неблочной ПТУ из горячего и неостывшего состояний ... 409
14.9. Пуск энергоблоков из горячего и неостывшего состояний ... 410
Контрольные вопросы ... 412

Глава пятнадцатая. **Маневренность теплофикационных паровых турбин и паротурбинных установок** ... 413

15.1. Графики электрической и тепловой нагрузок и способы их покрытия ... 413
15.2. Понятие о маневренности ТЭЦ, теплофикационных энергоблоков, турбоустановок и турбин ... 417
15.3. Факторы, определяющие маневренность турбоагрегата ... 419
15.4. Повышение маневренности турбоустановок и их перевод в режим частых разгружений-нагружений ... 424
15.5. Моторный режим ... 425
Контрольные вопросы ... 426

Часть четвертая
РАЗРУШЕНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН . 427

Глава шестнадцатая. **Аварии и износ рабочих лопаток** 427

16.1. Ущерб от аварий паровых турбин 427
16.2. Причины аварий рабочих лопаток 427
16.3. Усталость рабочих лопаток 428
16.4. Коррозионная усталость рабочих лопаток 445
16.5. Капельная эрозия рабочих лопаток 455
16.6. Абразивный износ лопаточного аппарата 463
16.7. Отрыв рабочих лопаток 467
16.8. Излом рабочих лопаток 469
16.9. Разрушение хвостовиков рабочих лопаток 471
Контрольные вопросы 477

Глава семнадцатая. **Разрушения и повреждения роторов и их предупреждение** 478

17.1. Классификация повреждений и разрушений роторов 478
17.2. Хрупкие внезапные разрушения цельнокованых роторов 478
17.3. Исчерпание ресурса длительной прочности . . . 480
17.4. Термическая усталость роторов 483
17.5. Повреждения и разрушения насадных дисков и валов 486
Контрольные вопросы 492

Глава восемнадцатая. **Повреждения и разрушения элементов статора турбины** 493

18.1. Повреждения корпусов 493
18.2. Прогибы диафрагм 497
18.3. Аварии и неполадки подшипников 497
18.4. Аварии и неполадки систем парораспределения, автоматического регулирования и защиты 499
Контрольные вопросы 502

Глава девятнадцатая. **Вибрационная надежность турбоагрегата** 503

19.1. Вибрация турбоагрегата и ее последствия 503
19.2. Вибрация оборотной частоты 504
19.3. Низкочастотная вибрация 512
19.4. Высокочастотная вибрация турбоагрегатов . . . 522
19.5. Нормы допустимой вибрации турбоагрегатов 523
19.6. Стеснение тепловых расширений турбины на фундаменте и его предупреждение 524
Контрольные вопросы 528

Приложение 1. Основные условные графические обозначения 530

Приложение 2. Единицы физических величин 531

Список рекомендуемой литературы 532
Предметный указатель 534

ПРЕДИСЛОВИЕ

В 1981 г. в издательстве «Энергоиздат» вышла книга «Стационарные паровые турбины» (авторы А.Д. Трухний и С.М. Лосев), а в 1990 г. — ее второе издание (автор А.Д. Трухний). Книга оказалась достаточно удачной, и до настоящего времени она широко используется студентами при изучении ряда теоретических курсов, конструкций турбин, основ эксплуатации турбин и турбинных установок, выполнении курсовых и дипломных проектов. Не меньшей популярностью книга пользуется и у работников тепловых электростанций, наладочных, монтажных и ремонтных организаций. Успех книги у широкого круга читателей, по-видимому, связан прежде всего с методикой изложения материала, заложенной еще С.М. Лосевым в десяти изданиях книги «Паровые турбины». Определенную роль сыграл и педагогический опыт, полученный авторами при чтении многочисленных курсов по паровым турбинам, их производству, монтажу, наладке и эксплуатации, динамике и прочности турбомашин, эксплуатации конденсаторов и другого вспомогательного оборудования, опыт руководства курсовыми и дипломными проектами студентов, повышения квалификации работников электростанций.

Содержание отмеченных книг относится в основном к конденсационным паровым турбинам и турбоустановкам. В то же время сейчас в России выработка электроэнергии на ТЭЦ достигла масштабов выработки на конденсационных электростанциях, а учебной и производственной литературы по теплофикационным турбинам и турбоустановкам явно недостаточно.

При написании данного учебного пособия авторы стремились вести изложение материала от простого к сложному, не требуя от читателя вначале каких-либо специальных знаний. Поэтому она будет полезной как студенту и рабочему-ремонтнику турбины, изучающему материал последовательно, начиная с гл. 1, так и главному инженеру ТЭЦ, который стремится найти ответы на такие, например, вопросы, как причины коррозионного растрескивания дисков, низкочастотной вибрации или стеснения теплового расширения турбин.

Учебное пособие состоит из четырех частей.

В первой части излагаются термодинамические основы работы тепловой электростанции, преобразование энергии в паровой турбине, расматриваются конструкции и материалы практически всех деталей теплофикационных турбин, системы смазки, защиты и регулирования, конденсационные и сетевые подогревательные установки, конденсационно-питательный тракт. Особое внимание авторы уделили описанию конструкции деталей паровой турбины, без детального знания которых невозможны ни грамотная эксплуатация, ни, тем более, наладка и создание новых паровых турбин.

Вторая часть посвящена описанию практически всех типов теплофикационных турбин Уральского турбомоторного и Ленинградского металлического заводов России, их тепловых схем, конденсаторов и систем смазки, регулирования, управления и защиты.

В третьей части изложены основы эксплуатации теплофикационных турбин, сетевых подогревательных установок и конденсационных установок (нормальная работа под нагрузкой, пуски и остановки).

Четвертая часть посвящена причинам аварий и повреждений деталей и узлов паровых турбин и мерам их предупреждения. Особое внимание уделено авариям рабочих лопаток — наиболее дорогостоящему элементу паровой турбины.

Использование материала иллюстрируется многочисленными примерами, внимательное изучение которых для читателя не менее полезно, чем изучение основного материала. Каждая глава заканчивается контрольными вопросами и задачами (их в книге около 400), позволяющими читателю проверить качество усвоения материала, помочь преподавателям курсов повышения квалификации персонала. Вопросы охватывают основные положения изложенного в главе материала и могут служить тестами для более подготовленных читателей для проверки необходимости изучения той или иной главы. Если при чтении вопросов выясняется, что читатель не может ответить на какой-либо вопрос, то рекомендуется найти ответ на него в тексте, а затем приступать к следующей главе.

В книге в основном использована международная система единиц СИ. Поскольку большинство приборов на электростанциях пока еще градуированы не в единицах СИ, и кроме того как студентам, так и работникам ТЭЦ необходимо свободно владеть пересчетом технических величин из одной сис-

темы в другую, то в тексте часто приводятся значения величин и в нестандартных единицах, а в приложении 2 даются соотношения между единицами разных систем.

В конце книги приведен список литературы, которой следует пользоваться при желании углубить свои знания в тех или иных вопросах. В большинстве случаев приводимые литературные источники разделены на основные, в которых рассматриваемые вопросы изложены сравнительно просто, и дополнительные, рассчитанные на уже подготовленного читателя. К сожалению, специфика учебной литературы не позволила авторам привести все ссылки на использованные источники. Это, в частности, относится к докторским диссертациям профессоров Г.Д. Баринберга, Е.И. Эфроса и Е.В. Урьева, многочисленным журнальным публикациям В.Ф. Гуторова, Л.Л. Симою, В.П. Лагуна, а также многих других. Авторы благодарны главным конструкторам ТМЗ и ЛМЗ В.В. Кортенко и А.С. Лисянскому за предоставленные каталоги выпускаемых теплофикационных паровых турбин.

Авторы выражают благодарность коллективу кафедры паровых и газовых турбин МЭИ, без творческого общения с которым создание настоящей книги было бы невозможно, а также рецензентам рукописи профессорам М.И. Осипову и Е.В. Урьеву, зам. гл. инженера АО «Фирма ОРГРЭС» В.А. Ломоносову.

Авторы не могут не отметить роль РАО «ЕЭС России» и лично его председателя А.Б. Чубайса, без активной заинтересованности и финансовой поддержки которых издание книги было бы невозможно.

Замечания и пожелания по содержанию и оформлению книги авторы просят направлять в Издательство МЭИ по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная ул., 14.

Авторы

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

A — амплитуда колебаний, м, мм, мкм;

a_* — скорость звука, м/с;

a_1, a_2 — ширина каналов на выходе соответственно для сопловой и рабочей решеток, м, мм;

B — количество топлива, кг, т; барометрическое давление, Па, мм рт. ст.;

B_1, B_2 — ширина соответственно сопловой и рабочей решеток, м;

b — хорда профиля, м;

C — циркуляционная сила, Н;

c — скорость, м/с;

c_0, c_1, c_2 — скорость соответственно перед сопловой, за сопловой и за рабочей решетками, м/с;

$c_ф$ — фиктивная скорость, м/с;

$D_у$ — диаметр уплотнения, м;

d — средний диаметр ступени, м;

$d_э$ — удельный расход пара, кг/(кВт · ч);

$d_в$ — диаметр вала, м;

E — модуль упругости, Па;

E_0 — располагаемая энергия ступени, кДж/кг;

e — степень парциальности; эксцентриситет центра тяжести сечения вала, мм; смещение шейки вала во вкладыше подшипника, мм;

F — площадь, м^2; сила, Н, кгс;

f — частота сети, частота колебаний, Гц;

$f_д$ — динамическая частота собственных колебаний рабочих лопаток, Гц;

$f_{в.с}$ — частота возмущающих сил, Гц;

G — расход пара, кг/с;

g — ускорение свободного падения, м/с^2;

$G_у$ — протечка пара, кг/с;

$G_{х.х}$ — расход пара на холостом ходу, кг/с;

$G_к$ — расход пара в конденсатор, кг/с;

H — вакуум, мм рт. ст., Па; напор насоса, м;

H_0, H_i — располагаемый и использованный теплоперепад ступени, кДж/кг;

$H_0^{турб}, H_i^{турб}$ — располагаемый и использованный теплоперепады турбины, кДж/кг;

h — энтальпия, кДж/кг;

h_0 — энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг; энтальпия пара перед ступенью, кДж/кг;

h_1, h_2 — энтальпия пара перед и за рабочей решеткой ступени, кДж/кг;

$h_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$h_к$ — энтальпия пара на выходе из турбины, кДж/кг;

$h'_к$ — энтальпия конденсата, кДж/кг;

l — удельная работа, кДж/кг; длина, м;

l_1, l_2 — высоты сопловой и рабочей лопаток, мм, м;

m — масса, кг; число венцов в ступени; кратность охлаждения;

n — частота вращения, 1/с;

P — мощность, кВт; сила, Н;

$P_э, P_i, P_о, P_е$ — соответственно электрическая, внутренняя, располагаемая мощности и мощность на муфте, кВт, МВт;

p — давление, Па; круговая частота собственных колебаний, рад/с; удельное давление в подшипнике, Па;

$p_0, p_{п.п}, p_к$ — давление перед турбиной, в промежуточном пароперегревателе и за турбиной, Па;

p_0, p_1, p_2 — давление перед сопловой решеткой, перед и за рабочей решеткой, Па;

q — удельная теплота, кДж/кг; контактное давление во фланце, Па; показатель степени параболы;

$q_э$ — удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч);

R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг · К); сила, Н;

$R_у$ — осевое усилие, Н;

R_u, R_a — окружная и осевая составляющие силы, действующей на рабочие лопатки, Н;

r — теплота парообразования и конденсации, Дж/г; радиус, м;

T — абсолютная температура, К;

t — температура по стоградусной шкале, °С; шаг решетки, мм, м;

$t_0, t_{п.п}, t_к$ — температура перед турбиной, после промежуточного перегрева и на выходе из турбины, °С;

$t_н$ — температура насыщения, кипения, конденсации, °С;

$t_{с.в}$ — температура сетевой воды, °С;
$t_{пр.в}$ — температура прямой сетевой воды, °С;
$t_{об.в}$ — температура обратной сетевой воды, °С;
$t_в$ — температура охлаждающей воды, °С;
u — окружная скорость, м/с; внутренняя энергия, Дж/кг;
V — вакуум, %;
v — удельный объем, $м^3$/кг; скорость, м/с;
$v_к$ — удельный объем пара за турбиной, $м^3$/кг;
W — расход охлаждающей воды, кг/с, $м^3$/ч;
$W_{с.в}$ — расход сетевой воды, $м^3$/ч;
w_1, w_2 — относительная скорость пара на входе в рабочую решетку и на выходе из нее, м/с;
x — координата; степень сухости; коэффициент холостого хода;
$x_ф = u/c_ф$ — отношение скоростей;
y — степень влажности; смещение при колебаниях, м, мм;
z — число гребней в уплотнении;
z_1, z_2 — число лопаток в сопловой и рабочей решетках ступени;
α — коэффициент неравномерности графика нагрузки;
α_1, α_2 — абсолютные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град;
$\alpha_у$ — угол установки профилей в сопловой решетке, град;
$\alpha_т$ — коэффициент линейного расширения, 1/К, 1/°С;
β — плотность графика нагрузки;
β_1, β_2 — относительные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град;
$\beta_у$ — угол установки профилей в рабочей решетке, град;
Δ — толщина гребня в уплотнении, мм; зазор в подшипнике, мм;
ΔH — потери энергии, кДж/кг;
ΔP — потери мощности, кВт;
$\Delta t_в$ — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С;
δ — зазор в уплотнении, мм; степень неравномерности системы регулирования, %; относительное удлинение при разрыве;
δt — температурный напор, °С;
ε — отношение давлений в сопле решетки; степень нечувствительности системы регулирования, %;
ε_* — критическое отношение давлений;
ζ — коэффициент потерь в решетке;
η — КПД; логарифмический декремент колебаний;
η_t — термический КПД цикла;
$\eta_э, \eta_{о.э}$ — абсолютный и относительный электрический КПД;
η_{oi} — относительный внутренний КПД;
$\eta_м$ — механический КПД;
$\eta_{э.г}$ — КПД электрического генератора;
λ — теплопроводность Вт/(м · К);
μ — коэффициент расхода; коэффициент Пуассона; вязкость, Па · с;
ξ — относительные потери энергии в ступени;
ρ — плотность материала, $кг/м^3$; степень реактивности;
σ — напряжение, Па, $Н/м^2$;
$\sigma_в, \sigma_s, \sigma_{уст}, \sigma_п, \sigma_{д.п}$ — соответственно пределы прочности, текучести, усталости, ползучести и длительной прочности, Па;
τ — время, с, мин, ч;
χ — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт · ч/Гкал;
φ — коэффициент скорости для сопловой решетки;
ψ — коэффициент скорости для рабочей решетки; относительный зазор в подшипнике;
Ω — кольцевая площадь турбинной решетки, $м^2$; угловая скорость прецессии, рад/с.

АЭС — атомная электростанция;
БОУ — блочная обессоливающая установка;
БРОУ — быстродействующая редукционно-охладительная установка;
ВПУ — валоповоротное устройство;
ВТИ — Всероссийский теплотехнический институт;
ВТО — верхний теплофикационный отбор;
ГПЗ — главная паровая задвижка;
ГЭС — гидроэлектростанция;
КПД — коэффициент полезного действия;
КТЗ — Калужский турбинный завод (Открытое акционерное общество «Калужский турбинный завод», г. Калуга);
ЛМЗ — Ленинградский металлический завод (АООТ «Ленинградский металлический завод», г. Санкт-Петербург);
МЭИ — Московский энергетический институт (технический университет);
НТО — нижний теплофикационный отбор;

ОРГРЭС — Открытое акционерное общество «Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС»;
ПВД — подогреватель высокого давления;
ПВК — пиковый водогрейный котел;
ПНД — подогреватель низкого давления;
ПСВ — подогреватель сетевой вертикальный;
ПСГ — подогреватель сетевой горизонтальный;
ПТН — питательный турбонасос;
ПТУ — паротурбинная установка;
ПТЭ — Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей;
ПЭН — питательный электронасос;
РОУ — редукционно-охладительная установка;
СКД — сверхкритическое давление;
СН — сетевой насос;
ТМЗ — Турбомоторный завод (АО «Турбомоторный завод», г. Екатеринбург);
ТЭС — тепловая электростанция;
ТЭЦ — теплоэлектроцентраль;
ЦВД — цилиндр высокого давления;
ЦКТИ — АООТ «ЦКТИ» («Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова»), г. Санкт-Петербург;
ЦНД — цилиндр низкого давления;
ЦСД — цилиндр среднего давления;
ЧВД — часть высокого давления;
ЧНД — часть низкого давления;
ЧСД — часть среднего давления.

Часть первая

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, ПАРОТУРБИННОЙ И СЕТЕВОЙ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВОК

Глава первая

ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

1.1. ТИПЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Производство электроэнергии в России осуществляется в основном тепловыми электрическими станциями — крупными промышленными предприятиями, на которых неупорядоченная форма энергии — тепло — преобразуется в упорядоченную форму — электрический ток. Неотъемлемым элементом мощной современной электростанции является паротурбинный (или газотурбинный) агрегат — совокупность паровой (или газовой) турбины и приводимого ею электрического генератора — электрической машины, преобразующей механическую энергию вращения ротора в электрическую энергию. В свою очередь турбина — это машина, в которой тепловая энергия рабочего тела (пара или газа) преобразуется в механическую энергию.

Тепловые электрические станции отличаются друг от друга тем, каким образом на них получают пар, обладающий запасом потенциальной энергии и могущий совершать работу в турбине. В настоящее время на большинстве электростанций пар для их работы получают в котельных установках за счет химической энергии сжигаемого топлива (угля, нефти, газа и т.д.). Именно за этими станциями сохраняется традиционное название — тепловые электрические станции (ТЭС). Те из них, основным назначением которых является производство электрической энергии, называются конденсационными (КЭС).

Наиболее крупные электростанции называются ГРЭС — государственными районными электростанциями. Как правило, ГРЭС имеют мощность более 1 млн кВт и оборудованы энергетическими блоками мощностью 160—1200 МВт.

Те ТЭС, которые, кроме электроэнергии, в большом количестве отпускают тепло для нужд промышленного производства, отопления зданий и т.д., называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Вырабатывать тепло на ТЭЦ исключительно выгодно. Вот почему почти половина электроэнергии в России вырабатывается на ТЭЦ.

Тепловые электростанции, на которых для получения пара используется энергия расщепления ядерного топлива, называются атомными (АЭС). Атомные электростанции имеют целый ряд преимуществ перед тепловыми электростанциями на органическом топливе.

Электростанции, расположенные в одном районе, объединяют для работы на общую электрическую сеть — районную энергосистему. В свою очередь районные энергосистемы объединяют в объединенные энергосистемы. В настоящее время в России имеется 7 объединенных энергосистем.

Электрическая энергия передается на сотни километров по линиям электропередачи со сравнительно небольшими потерями. Тепло не может быть передано без существенных потерь на расстояние более 10 км. Поэтому ТЭЦ строят в крупных городах, где потребление тепла особенно велико.

1.2. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ТЕПЛА НА ТЭЦ

Теплоэлектроцентраль — это предприятие, продукцией которого является электроэнергия, а также тепло, отпускаемое в виде пара или горячей воды, а «сырьем» служит органическое топливо (уголь, нефть, мазут, торф, сланцы и др.). Оборудование электростанции как раз и служит для экономного преобразования химической энергии топлива в электрическую.

Рассмотрим технологический процесс производства электроэнергии и тепла на ТЭЦ, работающей на природном газе и мазуте (рис. 1.1). Газ является относительно экологически чистым топливом и по-

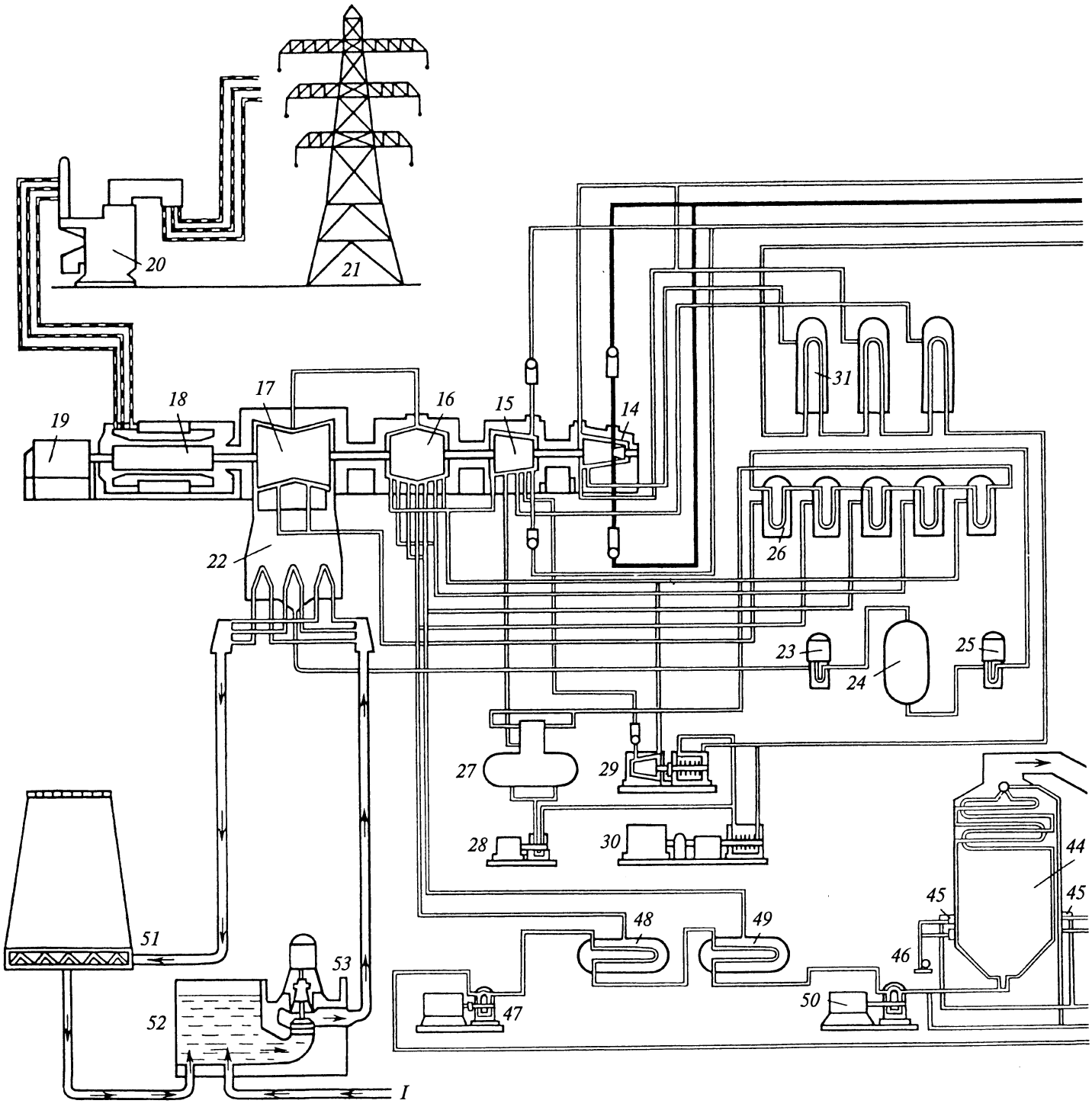


Рис. 1.1. Технологическая

1 — железнодорожный состав с мазутом; *2* — приемная емкость мазута; *3* — мазутный резервуар; *4* — мазутонасосная; *5* — подо-
дымовых газов; *10* — дутьевой вентилятор; *11* — регенеративный воздухоподогреватель; *12* — дымосос; *13* — дымовая труба;
17 — цилиндр низкого давления (ЦНД); *18* — электрогенератор; *19* — возбудитель электрогенератора; *20* — трансформатор;
конденсата через блочную обессоливающую установку (БОУ); *24* — БОУ; *25* — конденсатные насосы второго подъема (для подачи
тельный) насос; *29* — питательный турбонасос (ПТН); *30* — питательный электронасос (ПЭН); *31* — регенеративный подогреватель
35 и *36* — соответственно средняя и верхняя радиационные части; *37* — экраны поворотной камеры; *38* — потолочный паропере-
соответственно высокого давления, низкого давления № 1 и 2; *44* — водогрейный котел; *45* — горелки; *46* — дутьевые вентиляторы;
51 — градирня; *52* — аванкамера; *53* — циркуляционный насос; *I* — восполнение циркуляционной охлаждающей воды;
IV — газ от магистрального газопровода

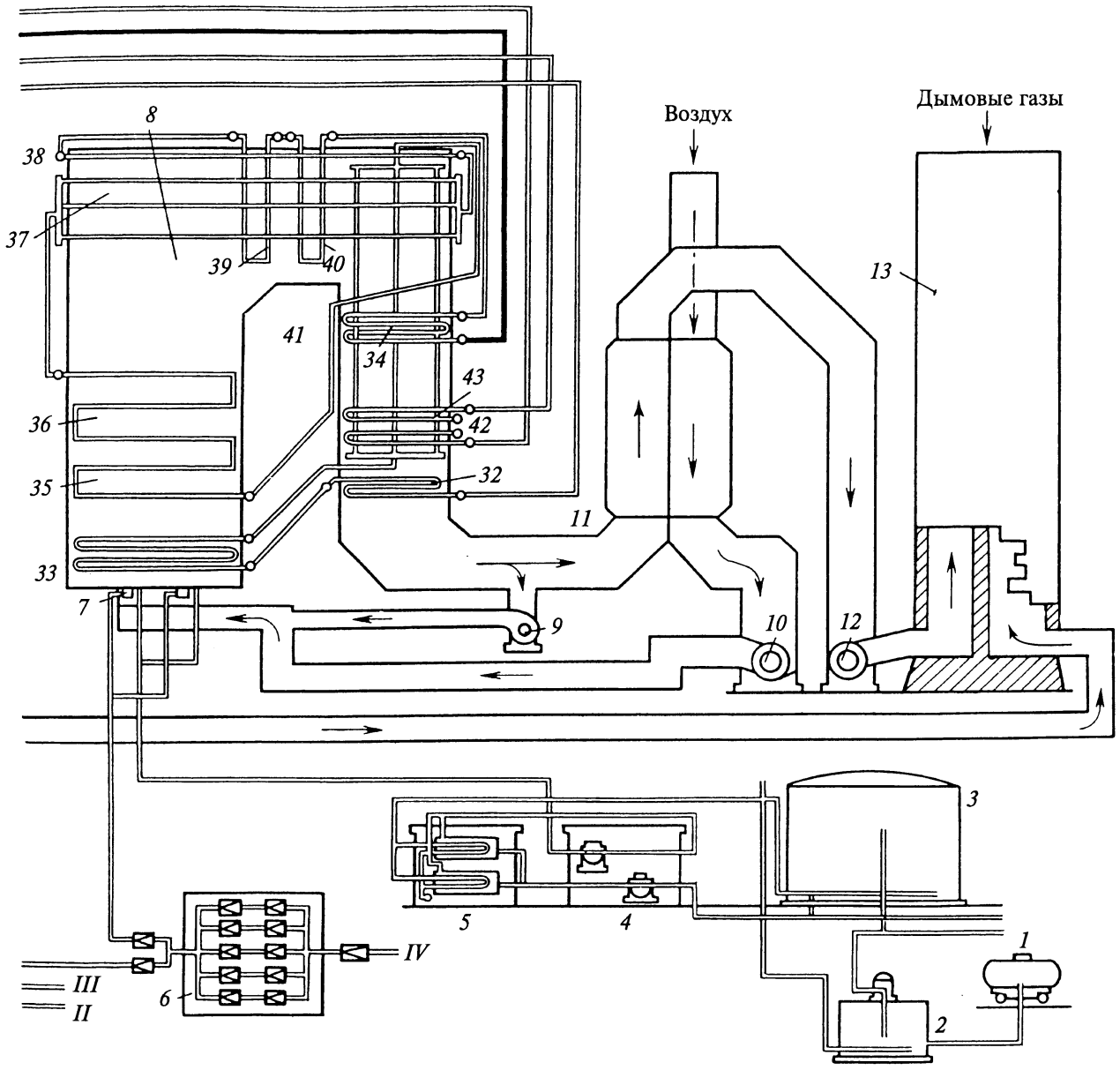


схема ТЭЦ:

греватели мазута; *6* — газораспределительный пункт; *7* — газомазутные горелки; *8* — котел энергоблока; *9* — дымосос рециркуляции *14* — цилиндр высокого давления (ЦВД); *15* и *16* — цилиндры среднего давления соответственно № 1 и 2 (ЦСД-1 и ЦСД-2); *21* — линия передачи электроэнергии; *22* — конденсатор турбины; *23* — конденсатные насосы первого подъема (для прокачки конденсата в деаэратор); *26* — регенеративный подогреватель низкого давления (ПНД); *27* — деаэратор; *28* — бустерный (вспомога- высокого давления (ПВД); *32* — водяной экономайзер; *33* — нижняя радиационная часть; *34* — экраны подвесных труб; греватель; *39* и *40* — ширмовые пароперегреватели соответственно № 1 и 2; *41*, *42* и *43* — конвективные пароперегреватели *47* и *50* — сетевые насосы соответственно первого и второго подъема; *48* и *49* — сетевые подогреватели соответственно № 1 и 2; *II* — от теплового потребителя (обратная сетевая вода); *III* — к тепловому потребителю (прямая сетевая вода);

тому в большинстве случаев используется на ТЭЦ, располагаемых в крупных городах.

Основными элементами рассматриваемой электростанции являются:

1) котельная установка, производящая пар высоких параметров;

2) турбинная, точнее паротурбинная установка (ПТУ), преобразующая теплоту пара в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата;

3) электрические устройства (генератор, трансформаторы и т.д.), обеспечивающие выработку электроэнергии;

4) сетевая водоподогревательная установка, обеспечивающая нагрев так называемой сетевой воды, которая направляется тепловому потребителю (например, для отопления зданий).

Основным элементом котельной установки является котел. Газ из магистральной сети газоснабжения через газораспределительный пункт подается к газомазутным горелкам. Сюда же непрерывно специальным дутьевым вентилятором подается горячий воздух, нагреваемый в регенеративном воздухоподогревателе. Горячий воздух смешивается с газом и смесь подается в топку — камеру, в которой происходит горение топлива. Вместо газа или одновременно с ним в горелках можно сжигать мазут, привозимый на ТЭЦ в цистернах и хранимый в специальных мазутных баках. При горении топлива образуется факел, представляющий собой мощный источник лучистой энергии. Таким образом, *при горении топлива его химическая энергия превращается в тепловую и лучистую энергию факела.*

Стены топки облицованы экранами — трубами, в которые подается питательная вода из экономайзера. На схеме изображен так называемый прямоточный котел, в экранах (по месту их расположения в топке их называют нижней, средней и верхней радиационной частью) которого питательная вода, проходя только 1 раз, нагревается и испаряется, превращаясь в сухой насыщенный пар. Широкое распространение получили барабанные котлы, в экранах которых осуществляется многократная циркуляция питательной воды, а отделение пара от котловой воды происходит в барабане.

Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель высокого давления (основной пароперегреватель), в котором повышается его температура и, следовательно, потенциальная энергия.

Газообразные продукты сгорания топлива, отдав свое основное тепло питательной воде, поступают на трубы экономайзера и в воздухоподогреватель, в которых они охлаждаются до температуры 140—160 °С и направляются с помощью дымососа к дымовой трубе. Дымосос и дымовая труба создают разрежение в топке и газоходах котла; кроме того, дымовая труба рассеивает вредные продукты сгорания в верхних слоях атмосферы, не допуская их высокой концентрации в нижних слоях.

Полученный на выходе из котельной установки пар высоких параметров поступает по паропроводу к паровой турбине. Расширяясь в ней, пар вращает ее ротор, соединенный с ротором электрического генератора, в обмотках которого образуется электрический ток. Трансформаторы повышают его напряжение для уменьшения потерь в линиях электропередачи, передают часть выработанной электроэнергии на питание собственных нужд ТЭС, а остальную — в энергетическую систему.

Паровая турбина состоит как бы из отдельных турбин, называемых цилиндрами, валы которых жестко связаны. Из основного пароперегревателя пар поступает в цилиндр высокого давления (ЦВД), а из него возвращается в промежуточный пароперегреватель котла. Здесь его температура вновь повышается до номинальной, и он направляется в цилиндры среднего, а затем низкого давления.

И котел, и турбина могут работать только при очень высоком качестве питательной воды и пара, допускающем ничтожные примеси других веществ. Кроме того, расходы пара огромны (например, в теплофикационном энергоблоке 250 МВт за 1 с испаряется, проходит через турбину и конденсируется более 1/4 т воды). Поэтому нормальная работа энергоблока возможна только при создании замкнутого цикла циркуляции рабочего тела высокой чистоты. Пар, покидающий турбину, поступает в конденсатор — теплообменник, по трубкам которого непрерывно протекает холодная вода, подаваемая циркуляционным насосом из специального охладительного устройства (градирни). Пар, поступающий из турбины в межтрубное пространство конденсатора, конденсируется и стекает вниз; образующийся конденсат конденсатным насосом первого подъема подается в блочную обессоливающую установку, а из нее конденсатными насосами второго подъема — в систему регенеративного подогрева питательной воды. Эта система включает подогреватели низкого давления, деаэратор и подогреватели высокого давления. В подогревателе температура конденсата повышается за счет тепла пара, отбираемого из турбины. Это позволяет

уменьшить расход топлива в котле и повысить экономичность электростанции. В деаэраторе происходит деаэрация — удаление из конденсата растворенных в нем газов, нарушающих работу котла. Одновременно бак деаэратора представляет собой емкость питательной воды для котла.

Из деаэратора питательная вода питательным насосом, приводимым в действие электродвигателем (питательный электронасос — ПЭН) или специальной паровой турбиной (питательный турбонасос — ПТН), подается в экономайзер котла. Таким образом замыкается *технологический пароводяной цикл преобразования химической энергии топлива в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата.*

Снабжение потребителей тепла осуществляется с помощью отборов пара из турбины подобно тому, как это делается для регенеративного подогрева питательной воды. Промышленный потребитель обычно использует пар непосредственно из отборов турбин. Для целей теплофикации пар из так называемых отопительных отборов турбины, расположенных на выходе из ЦСД-2, направляется в подогреватели сетевой воды (ПСВ), в трубках которых циркулирует сетевая (отопительная) вода, перекачиваемая сетевыми насосами. Подогреватели сетевой воды устанавливают на электростанции (обычно под турбиной). В очень холодное время, когда требуется повышенная температура сетевой воды, ее после ПСВ направляют в пиковый водогрейный котел (ПВК), а из него — в отопительную систему.

Рассмотренная установка для производства электроэнергии называется энергетическим блоком (энергоблоком): один котел вырабатывает пар только для одной турбины. Часто компоновку энергетических установок на ТЭЦ, исходя из требований надежности снабжения потребителей тепловой энергией, выполняют по-другому. Все котлы ТЭЦ работают на один или несколько общих паропроводов (коллекторов пара), а из них питаются все турбины электростанции. Такая компоновка называется неблочной.

1.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ПЕРЕХОДА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В РАБОТУ

При рассмотрении работы электростанции мы видели, что над рабочим телом (паром) осуществляется тепловой цикл: в котле вода превращается в пар и приобретает запас тепловой энергии, которая в паровой турбине частично превращается в работу; в конденсаторе часть тепла передается охлаждающей воде; затем этот цикл повторяется. Естественно, что установка будет тем экономичнее, чем бóльшая часть тепла превратится в турбине в работу. Законы превращения тепла в работу, которое является основной задачей любого теплового двигателя, в том числе ПТУ, изучаются дисциплиной, называемой технической термодинамикой.

Тепловая энергия в паровой турбине превращается в работу благодаря тому, что потенциальная энергия пара перед турбиной больше, чем за ней. Состояние пара и воды определяется рядом характеристик, называемых параметрами состояния. Важнейшими из них являются давление, температура, удельный объем и некоторые другие.

Давление — это результат ударов молекул газа или жидкости, заключенных в сосуде, на единицу площади ограничивающих его стенок. Давление измеряют в паскалях (Па). Паскаль — это сила в 1 Н, равномерно распределенная на площади в 1 м^2. Паскаль — очень малая величина (например, атмосферное давление в 100 тыс. раз больше). Поэтому для измерения давления часто используют кратные величины: килопаскали (1 кПа = 1000 Па) и мегапаскали (1 МПа = 1000 кПа = 10^6 Па).

На электростанциях для измерения давления часто используют атмосферы (ат). Одна атмосфера — это сила в 1 кгс (1 кгс ≈ 9,81 Н), равномерно распределенная на площади в 1 см^2. Следует запомнить, что 1 ат = 1 кгс/см^2 ≈ ≈ 98 100 Па = 98,1 кПа и 1 МПа ≈ 10 ат.

Давление, превышающее атмосферное, чаще всего измеряют прибором, называемым манометром. Обычно он указывает давление $p_и$, избыточное над атмосферным. Поэтому для определения давления, или, как подчеркивают, абсолютного давления p, к показаниям манометра $p_и$ следует прибавить атмосферное давление B, измеряемое отдельным прибором, который называется барометром:

$$p = p_и + B.$$

Температура измеряется в кельвинах (К). Температура воды, соответствующая тройной точке (в этой точке вода находится одновременно в твердом, жидком и газообразном состояниях), принята за 273 единицы, или 273 К. Обычно температуру в кельвинах, называемую абсолютной, обозначают буквой T.

В теплотехнике чаще используют стоградусную шкалу, нуль которой соответствует состоянию таяния льда, а 100 единиц (100 °С) — состоянию кипения (при нормальном атмосферном давлении). Тем-

пературу в градусах стоградусной шкалы обычно обозначают буквой t. Численно 1 °С = 1 К, и с большой степенью точности справедливо приближенное соотношение: $T = t + 273$.

Температура тел изменяется вследствие подвода или отвода тепла. Для нагрева различных тел одной и той же массы требуется различное количество тепла. Количество тепла, необходимого для нагрева 1 кг вещества на 1 К, называют удельной теплоемкостью и обычно обозначают буквой c. Удельная теплоемкость твердых тел определяется их природой, а газов и паров — еще и условиями, при которых изменяется их температура. Например, теплоемкость газов при подводе тепла при постоянном давлении c_p выше, чем при постоянном объеме c_v. Измеряется теплоемкость в кДж/(кг · К) или ккал/(кг · °С).

Удельный объем v — это объем, занимаемый единицей массы и измеряемый в м^3/кг. Удельный объем — величина, обратная плотности. Удельный объем воды зависит от давления, а водяных паров — от давления и температуры и изменяется при движении пара в турбине в тысячи раз.

Давление, температура и удельный объем — основные параметры, характеризующие состояние газа или пара. Параметром состояния является и удельная внутренняя энергия — сумма кинетической и потенциальной энергий молекул 1 кг газа. С увеличением температуры и давления удельная внутренняя энергия u растет, а с их понижением уменьшается. Поэтому внутренняя энергия пара перед турбиной существенно больше, чем за ней. Как правило, интерес представляет изменение внутренней энергии при переходе из некоторого состояния *1* в состояние *2*, т.е.

$$\Delta u = u_2 - u_1. \qquad (1.1)$$

При анализе процессов, происходящих в тепловых двигателях, очень часто используют другой параметр состояния — энтальпию, определяемую соотношением:

$$h = u + pv. \qquad (1.2)$$

Любой тепловой двигатель, в том числе паротурбинная установка, сооружается для того, чтобы тепловую энергию преобразовать в работу. Эту работу совершает рабочее тело при расширении, которому препятствуют внешние силы. Понять это превращение очень просто из рис. 1.2. Если в сосуде с массой газа 1 кг под невесомым поршнем, расположенным на высоте y_1, с помощью груза массой m_1 создается давление p_1, то после снятия части груза массой Δm оставшийся груз $m_2 = m_1 - \Delta m$ поднимется до высоты y_2 и приобретет запас потенциальной энергии

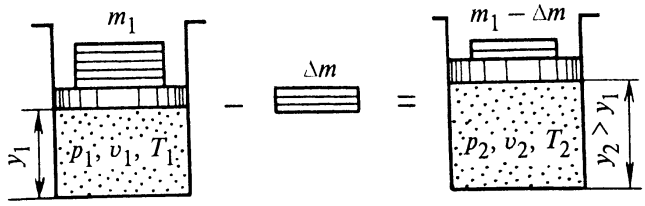


Рис. 1.2. Совершение работы расширяющимися газами

$$\Delta u_{\text{пот}} = m_2 g (y_2 - y_1),$$

равной работе расширения газа l.

Взаимные преобразования тепла и работы определяются первым законом термодинамики, являющимся частным случаем всеобщего закона сохранения энергии. В соответствии с первым законом термодинамики, *тепло, подведенное к телу, расходуется на увеличение его внутренней энергии и совершение работы*:

$$q = \Delta u + l. \qquad (1.3)$$

Отсюда следует, что работа l, выполнение которой и является целью создания теплового двигателя, может быть получена либо за счет подвода тепла q, либо за счет уменьшения внутренней энергии Δu, либо за счет того и другого вместе:

$$l = q - \Delta u = q - (u_2 - u_1). \qquad (1.4)$$

При затрате одного и того же количества тепла q полученная работа l будет зависеть от того, при каких условиях осуществляется подвод тепла. Если, например поршень (см. рис. 1.3, *а*) приварить к стенке сосуда, т.е. образовать замкнутый объем v_1 с давлением p_1, и затем к газу подвести теплоту q, то в силу того, что поршень перемещаться не может, работа совершаться не будет. В соответствии с формулой (1.4), все подведенное к газу тепло q затрачивается на изменение его внутренней энергии: $\Delta u = q$. Такой процесс подвода тепла без изменения объема называется изохорным.

Наоборот, в рассмотренном выше примере (см. рис. 1.2) совершение газом работы без всякого подвода или отвода тепла (при абсолютной изоляции цилиндра) происходит только за счет уменьшения внутренней энергии: $l = -\Delta u$. Такой процесс называется адиабатным. Почти такой процесс проис-

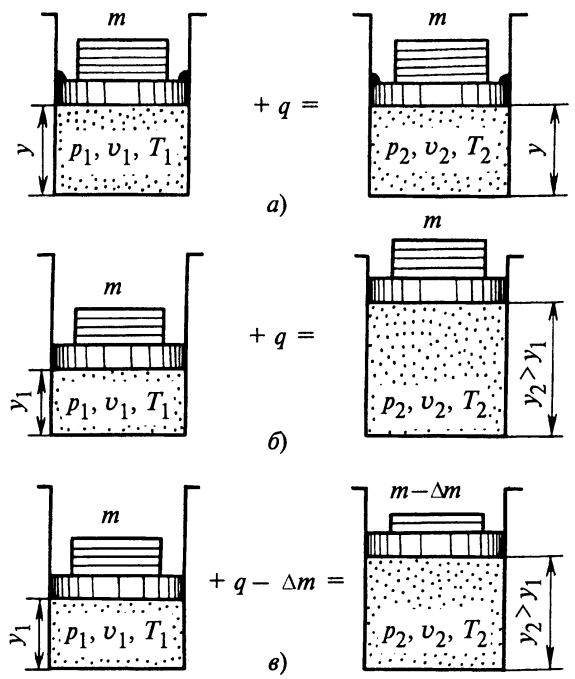


Рис. 1.3. Схемы совершения работы за счет подвода тепла при различных процессах:
а – изохорном; *б* – изобарном; *в* – изотермическом

ходит в хорошо изолированной паровой турбине. В действительности при течении расширяющегося пара в турбине за счет сил трения между его частицами, а также трения пара о ее детали происходит внутреннее выделение тепла. Потенциальная энергия в конце процесса расширения оказывается больше, чем в случае отсутствия трения, и полученная работа соответственно уменьшается. Если внутренним подводом тепла можно пренебречь, то будет происходить так называемый изоэнтропийный процесс расширения, при котором один из параметров состояния — энтропия s — остается постоянным. Без достаточно глубокого знания термодинамики трудно понять даже физический смысл этой величины. Энтропия характеризует близость замкнутой (изолированной) системы к термодинамическому равновесию. Заметим, что не вполне ясное представление физической сути понятия энтропии нисколько не мешает ее практическому использованию, как, скажем, использованию радиоприемника не мешает незнание его устройства.

Имеются подробные таблицы и диаграммы различных веществ, в частности, воды и водяного пара, позволяющие вычислить значения энтропии s, измеряемой в кДж/(кг · К) или ккал/(кг · °С). При подводе тепла энтропия всегда возрастает, а при отводе убывает.

Можно представить себе процесс (рис. 1.3, *б*), когда при подводе к газу тепла q поршень в сосуде поднимается, перемещая груз, а давление под поршнем остается постоянным. Такой процесс называется изобарным. Работа перемещения груза равна

$$l = p(v_2 - v_1), \qquad (1.5)$$

а затраченное тепло расходуется не только на совершение работы, но и на изменение внутренней энергии (температура в сосуде будет повышаться). Используя последнее соотношение, получим

$$q = (u_2 - u_1) + l = (u_2 + pv_2) - (u_1 + pv_1) =$$
$$= h_2 - h_1,$$

т.е. *в изобарном процессе подведенное к газу тепло расходуется на изменение его энтальпии.* Именно такой процесс происходит в трубах котла при подводе к пару или воде тепла от факела или продуктов сгорания.

Можно себе представить и процесс (рис. 1.3, *в*), при котором за счет подвода тепла q и уменьшения груза m совершается работа, а температура газа не изменяется (при этом, конечно, будут изменяться давление и удельный объем). Такой процесс называют изотермическим. Изотермические процессы характерны для изменения фазового состояния среды, например, испарения или конденсации воды.

Рассмотренные термодинамические процессы очень удобно изображать графически в виде диаграмм (рис. 1.4 и 1.5) в координатах давление — удельный объем (p, v-диаграмма) или абсолютная температура — энтропия (T, s-диаграмма).

В p, v-диаграмме удобно изображать работу расширения, так как она представляет собой (см. рис. 1.4) площадь под соответствующей кривой процесса. Из рис. 1.4 хорошо видно, что при изохорном процессе работа расширения равна нулю, а при изобарном процессе она имеет наибольшее значение.

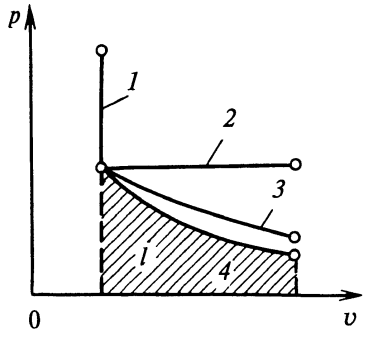


Рис. 1.4. Процессы расширения газа в p, v-диаграмме
1 — изохора; *2* — изобара; *3* — изотерма; *4* — адиабата

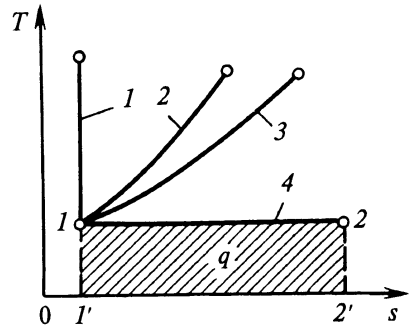


Рис. 1.5. Простейшие процессы в *T, s*-диаграмме:
1 — изоэнтропа; *2* — изохора; *3* — изобара; *4* — изотерма

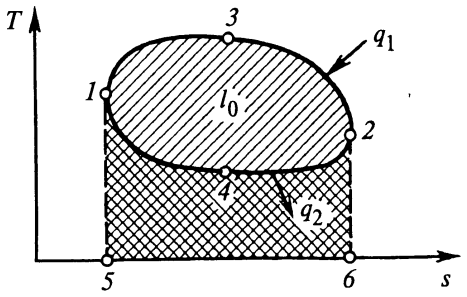


Рис. 1.6. Произвольный цикл теплового двигателя

В *T, s*-диаграмме удобно изображать теплоту q, подведенную в процессе. Она представляет собой площадь под соответствующей кривой (см. рис. 1.5). Видно, что в изоэнтропном процессе тепло не подводится и не отводится, а при изотермическом процессе подвод тепла минимален.

Рассмотренные выше элементарные термодинамические процессы превращения тепла в работу являются незамкнутыми и не могут обеспечить непрерывный длительный процесс перехода тепла в работу. Для этого, как мы знаем, должен быть осуществлен замкнутый процесс — тепловой цикл, представленный в достаточно общем виде на рис. 1.6 в *T, s*-диаграмме. Вертикальные линии *1–5* и *2–6* представляют собой изоэнтропы — линии постоянной энтропии. При протекании процесса *1–3–2*, идущего с возрастанием энтропии, к рабочему телу подводится тепло q_1, пропорциональное площади *5–1–3–2–6*. На участке цикла *2–4–1* происходит отвод тепла в количестве q_2, пропорциональном площади *5–1–4–2–6*. После завершения цикла в точке *1* внутренняя энергия *u* рабочего тела вернется к прежнему состоянию и поэтому разность количеств тепла $(q_1 - q_2)$ в соответствии с первым законом термодинамики может превратиться только в работу $l_0 = (q_1 - q_2)$ Очевидно, что работа l_0 пропорциональна площади теплового цикла *1–3–2–4–1*.

Отношение работы цикла к затраченному теплу называется термическим коэффициентом полезного действия:

$$\eta_t = l_0 / q_1 = 1 - q_2 / q_1 . \qquad (1.6)$$

Чем бóльшая часть подведенного тепла q_1 превращается в работу, тем более совершенным в термодинамическом отношении является тепловой двигатель. Термический КПД указывает предельно возможное значение КПД теплового двигателя при абсолютном совершенстве входящих в него агрегатов.

Из соотношения (1.6) для термического КПД цикла следует, что он тем выше, чем меньшее количество тепла q_2 отводится от рабочего тела. При $q_2 = 0$ термический КПД $\eta_t = 1$. Однако второй закон термодинамики гласит, что *периодически действующий тепловой двигатель имеет термический КПД, всегда меньший единицы*. Это означает, что тепловой двигатель обязательно должен иметь не только источник тепла и устройство, преобразующее его в работу, но и теплоприемник, который будет поглощать часть подведенного тепла, не превращая его в работу. В рассмотренной в § 1.2 паротурбинной установке роль источника тепла играет котел, устройства, преобразующего тепло в работу, — турбина, теплоприемника — конденсатор.

Наибольший термический КПД при зафиксированных температурах источника тепла и теплоприемника имеет цикл Карно (рис. 1.7), состоящий из двух изотерм и двух изоэнтроп. В цикле Карно рабочее тело сжимается изоэнтропийно (процесс *4–1*), и затем к нему при постоянной температуре подводится тепло q_1.

Изоэнтропийный процесс *2–3* изображает превращение запасенной потенциальной энергии в работу; наконец, в изотермическом процессе сжатия *3–4* происходит отвод тепла q_2 к термоприемнику.

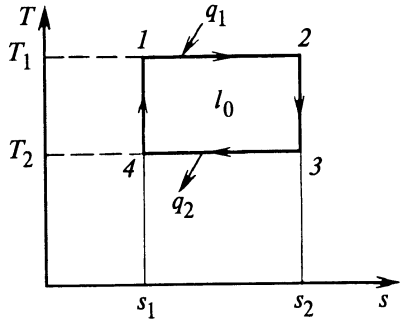


Рис. 1.7. Цикл Карно в *T, s*-диаграмме

Так как для цикла Карно подведенное тепло (см. рис. 1.7)

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1),$$

а отведенное

$$q_2 = T_2(s_2 - s_1),$$

то термический КПД цикла Карно

$$\eta_t = 1 - T_2 / T_1. \qquad (1.7)$$

Применительно к ПТУ это означает, *что чем ниже температура конденсации пара и чем выше температура за котлом, тем выше термический КПД ПТУ.*

Температура пара за ПТУ ограничивается прочностью металла и требованием к сроку его службы. Температура конденсации пара определяется в первую очередь климатическими условиями, так как она не может быть ниже температуры охлаждающей (циркуляционной) воды, поступающей в конденсатор. Если принять, что температура за ПТУ T_1 = 540 °С = 813 К, а T_2 = 273 + 15 °С = 288 К, то термический КПД цикла Карно, если бы его можно было осуществить, составил бы

$$\eta_t = 1 - 288 / 813 = 0{,}646.$$

В действительности реальный тепловой цикл ПТУ отличается от цикла Карно и его термический КПД оказывается существенно ниже.

1.4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

1.4.1. Вода и насыщенный пар

Вода и водяной пар являются рабочим телом ПТУ. Их свойства в значительной степени определяют конструкцию паровой турбины и других элементов ПТУ.

Вода — это практически несжимаемая жидкость: при изменении давления в широких пределах ее удельный объем почти не изменяется (табл. 1.1) и может приниматься равным $v' = 1000$ м^3/кг.

Это свойство воды ведет к важным последствиям: работа, затрачиваемая на повышение давления в питательном насосе котла оказывается очень небольшой по сравнению с работой, получаемой от паровой турбины.

При нагревании воды ее энтальпия вплоть до начала кипения изменяется пропорционально температуре:

$$h' = c_в T,$$

где $c_в$ = 4,19 кДж/(кг · К) = 1 ккал/(кг · °С) — теплоемкость воды.

Если воду нагревать в открытом сосуде, то при определенной температуре начнется ее кипение и образование над ее поверхностью пара. Температуры кипящей воды и образующегося при кипении пара одинаковы и неизменны в процессе всего выкипания жидкости. Эту температуру называют температурой кипения, или температурой насыщения, и обозначают $t_н$. Последнее название связано с тем, что при спокойном кипении над поверхностью воды образуется сухой насыщенный пар — пар, в котором отсутствуют капельки воды. Если температуру сухого насыщенного пара снизить (а это можно сделать только путем одновременного снижения давления), то часть пара сконденсируется и в нем появятся капельки воды. Если, наоборот, сухой насыщенный пар нагреть, то он окажется перегретым по отношению к состоянию насыщения.

Температура насыщения $t_н$ однозначно определяется давлением над поверхностью жидкости (хорошо известно, что при нормальном атмосферном давлении вода кипит при 100 °С и при подъеме на гору эта температура уменьшается). До давления 40 кгс/см^2 (~4 МПа) температура насыщения может быть определена по простой формуле

$$t_н = 100 p^{0{,}25},$$

где p — в кгс/см^2, $t_н$ — в °С.

Тепло, расходуемое на поддержание кипения в сосуде, затрачивается на разрыв связей между молекулами воды, т.е. на ее испарение. Молекулы испарившейся жидкости обладают большей энергией, и поэтому энтальпия сухого насыщенного пара

$$h'' = h' + r. \qquad (1.8)$$

Величина r называется удельной теплотой парообразования, представляющей собой количество тепла, необходимое для испарения 1 кг кипящей жидкости. Измеряется величина r в кДж/кг или в ккал/кг. Если происходит конденсация пара, то тепло парообразования выделяется. В этом случае ее часто называют теплотой конденсации.

Удельный объем v'' сухого насыщенного пара, естественно, больше, чем объем v' воды, и так же, как температура насыщения, однозначно определяется давлением. Чем выше давление (см. табл. 1.1), тем меньше удельный объем. При давлении $p_{кр}$ = = 22,115 МПа удельные объемы воды и сухого на-

Таблица 1.1

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения

p, кПа	t, °С	v', м^3/кг	v'', м^3/кг	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг	p, МПа	t, °С	v', м^3/кг	v'', м^3/кг	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг
1,0	6,982	0,0010001	129,21	29,3	2513,8	2484,5	0,45	147,92	0,0010885	0,4139	623,2	2743,8	2120,6
1,5	13,034	0,0010006	87,98	54,7	2525,0	2470,3	0,50	151,85	0,0010928	0,3748	640,1	2748,5	2108,4
2,0	17,511	0,0010012	67,01	73,45	2533,2	2459,8	0,60	158,80	0,0011009	0,3156	670,4	2756,4	2086,0
2,5	21,094	0,0010020	54,26	88,44	2539,7	2451,3	0,70	164,96	0,0011082	0,2727	697,1	2762,9	2065,8
3,0	24,098	0,0010027	45,67	101,0	2545,2	2444,2	0,80	170,42	0,0011150	0,2403	720,9	2768,4	2047,5
3,5	26,692	0,0010033	39,48	111,8	2549,9	2438,1	0,90	175,36	0,0011213	0,2148	742,6	2773,0	2030,4
4,0	28,981	0,0010040	34,80	121,4	2554,1	2432,7	1,0	179,9	0,001127	0,1943	762,6	2777,0	2014,4
5,0	32,90	0,0010052	28,20	137,8	2561,2	2423,4	1,1	184,1	0,001133	0,1774	781,1	2780,4	1999,3
6,0	36,18	0,0010064	23,74	151,5	2567,1	2415,6	1,2	188,0	0,001139	0,1632	798,4	2783,4	1985,0
7,0	39,02	0,0010074	20,53	163,4	2572,2	2408,8	1,3	191,6	0,001144	0,1511	814,7	2786,0	1971,0
8,0	41,53	0,0010084	18,11	173,9	2576,7	2402,8	1,4	195,0	0,001149	0,1407	830,1	2788,4	1958,3
9,0	43,79	0,0010094	16,21	183,3	2580,8	2397,5	1,5	198,3	0,001154	0,1317	844,7	2790,4	1945,7
10	45,83	0,0010102	14,68	191,8	2584,4	2392,6	1,6	201,4	0,001159	0,1237	858,6	2792,2	1933,6
12	49,45	0,0010119	12,36	206,9	2590,9	2384,0	1,7	204,3	0,001163	0,1166	871,8	2793,8	1922,0
14	52,58	0,0010133	10,70	220,0	2596,4	2376,4	1,8	207,1	0,001168	0,1103	884,6	2795,1	1910,5
16	55,34	0,0010147	9,435	231,6	2601,3	2369,7	1,9	209,8	0,001172	0,1046	896,8	2796,4	1899,6
18	57,83	0,0010160	8,447	242,0	2605,7	2363,7	2,0	212,4	0,001177	0,0995	908,6	2797,4	1888,8
20	60,09	0,0010174	7,652	251,5	2609,6	2358,1	2,2	217,2	0,001185	0,0906	930,9	2799,1	1868,2
25	64,99	0,0010199	6,206	272,0	2618,1	2346,1	2,4	221,8	0,001193	0,0832	951,9	2800,4	1848,5
30	69,12	0,0010223	5,231	289,3	2625,3	2336,0	2,6	226,0	0,001201	0,0769	971,7	2801,2	1829,5
40	75,89	0,0010265	3,995	317,6	2636,8	2319,2	2,8	230,0	0,001209	0,0714	990,5	2801,7	1811,2
50	81,35	0,0010301	3,241	340,6	2646,0	2305,4	3,0	233,8	0,001216	0,0666	1008,4	2801,9	1793,5
60	85,95	0,0010333	2,733	359,9	2653,6	2293,7	3,5	242,5	0,001235	0,0570	1049,8	2801,3	1751,5
70	89,96	0,0010361	2,366	376,8	2660,2	2283,4	4,0	250,3	0,001252	0,0497	1087,5	2799,4	1711,9
80	93,51	0,0010387	2,088	391,7	2660,0	2274,3	5,0	263,9	0,001286	0,0394	1154,6	2792,8	1638,2
90	96,71	0,0010412	1,870	405,2	2671,1	2265,9	6,0	275,6	0,001319	0,0324	1213,9	2783,3	1569,4
100	99,63	0,0010434	1,695	417,5	2675,7	2258,2	7,0	285,8	0,001351	0,0273	1267,7	2771,4	1503,7
120	104,81	0,0010476	1,4289	439,4	2683,8	2244,4	8,0	295,0	0,001384	0,02349	1317,5	2757,5	1440,0
140	109,32	0,0010513	1,2370	458,4	2690,8	2232,4	9,0	303,3	0,001418	0,02046	1364,2	2741,8	1377,6
160	113,32	0,0010547	1,0917	475,4	2696,8	2221,4	10,0	311,0	0,001453	0,01800	1408,6	2724,4	1315,8
180	116,93	0,0010579	0,9777	490,7	2702,1	2211,4	11,0	318,0	0,001489	0,0160	1451,2	2705,4	1254,2
200	120,23	0,0010608	0,8859	504,7	2706,9	2202,2	12,0	324,6	0,001527	0,0143	1492,6	2684,8	1192,2
220	123,27	0,0010636	0,8103	517,6	2711,3	2193,7	13,0	330,8	0,001567	0,0128	1533,0	2662,4	1129,4
240	126,09	0,0010663	0,7468	529,6	2715,3	2185,7	14,0	336,0	0,001610	0,0115	1572,8	2638,3	1065,5
260	128,73	0,0010688	0,6929	540,9	2719,0	2178,1	16,0	347,3	0,001710	0,00933	1561,5	2582,7	931,2
280	131,20	0,0010712	0,6464	551,4	2722,3	2170,9	18,0	357,0	0,001838	0,00753	1733,4	2514,4	781,0
300	133,54	0,0010735	0,6059	561,4	2725,5	2164,1	20,0	365,7	0,002038	0,00587	1828,8	2413,8	585,0
350	138,88	0,0010799	0,5243	584,3	2732,5	2148,2	22,0	373,7	0,002675	0,00376	2007,7	2192,5	184,8
400	143,62	0,0010839	0,4624	604,7	2738,5	2133,8							

Примечание. Параметры критической точки: $p_{кр} = 22{,}115 \cdot 10^3$ МПа, $v_{кр} = 0{,}003147$ м^3/кг, $t_{кр} = 374{,}12$ °С, $h''_{кр} = 2095{,}2$ кДж/кг.

сыщенного пара совпадают: $v' = v'' = v_{кр} = 0{,}003147$ м^3/кг, температура насыщения $t_{кр} = 374{,}12$ °С, а тепло парообразования $r = 0$). Состояние, характеризуемое отмеченными параметрами, называется критическим, а они сами — критическими. В критическом состоянии плотности воды и пара совпадают и они по существу неразличимы.

1.4.2. Влажный пар

Влажный пар — это смесь сухого насыщенного пара и мелких капелек воды. На ТЭС, работающих на органическом топливе, для паровых турбин используется только перегретый пар, который, расширяясь в ней, достигает состояния насыщения и затем становится влажным. В результате только несколько последних ступеней турбины работают влажным паром.

Термодинамические свойства влажного пара определяются законами смешения, в соответствии с которыми его удельный объем и энтальпия определяются соотношениями

$$\left.\begin{aligned} v &= (1-x)\,v' + x\,v'';\\ h &= (1-x)\,h' + x\,h'', \end{aligned}\right\} \qquad (1.9)$$

где x — степень сухости влажного пара — отношение массы сухого насыщенного пара к общей массе влажного пара.

Часто вместо степени сухости используют степень влажности y — отношение массы воды (влаги), содержащейся во влажном паре, к его общей массе.

Так как $x + y = 1$, то

$$v = yv' + x\,v'';$$

$$h = yh' + x\,h''.$$

Таким образом, для того чтобы определить параметры влажного пара, достаточно знать его степень сухости (или влажности) и воспользоваться параметрами воды и сухого насыщенного пара (см. табл. 1.1).

Пример 1.1. Определить параметры влажного пара, если давление $p_0 = 6$ МПа, а степень влажности $y_0 = 0{,}005$.

Так как пар влажный, то его температура $t_0 = t_н = 275{,}6$ °С. Пользуясь табл. 1.1, найдем:

$$v = 0{,}005 \cdot 0{,}001319 + 0{,}995 \cdot 0{,}0324 = 0{,}0322 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h = 0{,}005 \cdot 1213{,}9 + 0{,}995 \cdot 2783{,}3 = 2775{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 1.2. Определить параметры пара в конденсаторе, если давление в нем $p_к = 5$ кПа, а степень влажности $y = 12$ %.

Давлению $p_к$ соответствует (см. табл. 1.1) температура $t_к = 32{,}9$ °С. С помощью табл. 1.1 находим:

$$v = 0{,}12 \cdot 0{,}001 + 0{,}88 \cdot 28{,}20 = 24{,}84 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h = 0{,}12 \cdot 137{,}8 + 0{,}88 \cdot 2561{,}2 = 2270{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

1.4.3. Перегретый пар

На турбинах ТЭС используется перегретый пар, температура которого больше температуры насыщения (при этом же давлении) на значение перегрева $\Delta t_н$. Таким образом, состояние перегретого пара определяется двумя независимыми параметрами, в качестве которых чаще всего используются давление и температура.

Для определения удельного объема и энтальпии перегретого пара имеются очень подробные таблицы и диаграммы. В качестве примера в табл. 1.2 приведены значения энтальпии перегретого пара.

Таблица 1.2

Энтальпия перегретого пара, кДж/кг

Абсолютное давление p, МПа	Температура, °С						
	250	300	350	400	450	500	550
1	2943	3051	3158	3264	3371	3478	3587
2	2902	3024	3137	3248	3358	3467	3578
3	2855	2994	3116	3232	3344	3456	3569
4	—	2961	3093	3214	3330	3445	3559
5	—	2925	3069	3197	3317	3434	3550
6	—	2885	3044	3179	3303	3422	3540
7	—	2839	3017	3160	3288	3410	3530
8	—	2785	2988	3240	3273	3398	3520
9	—	—	2958	3120	3258	3386	3510
10	—	—	2924	3098	3242	3374	3500
11	—	—	2888	3076	3226	3362	3490
12	—	—	2848	3053	3210	3349	3480
13	—	—	2804	3029	3193	3336	3470
14	—	—	2753	3004	3176	3323	3459
15	—	—	2694	2978	3158	3310	3449
16	—	—	2618	2950	3140	3296	3438
17	—	—	—	2920	3121	3283	3427
18	—	—	—	2889	3102	3269	3416
19	—	—	—	2856	3083	3254	3405
20	—	—	—	2820	3062	3240	3394
21	—	—	—	2781	3042	3226	3383
22	—	—	—	2739	3020	3211	3372
23	—	—	—	2694	2998	3196	3360
24	—	—	—	2642	2976	3180	3349

Пример 1.3. Определить перегрев пара перед турбиной с начальными параметрами 13 МПа и 550 °С.

По табл. 1.1 находим температуру насыщения, соответствующую давлению 13 МПа: $t_н$ = 330,8 °С. Следовательно, перегрев пара равен $\Delta t_н$ = 550 – 330,8 = 219,2 °С.

Заметим, что понятие «перегрева пара», имеющего параметры, превышающие критические, не имеет смысла так же, как и понятие «температура насыщения», поскольку состояния «пара» и «воды» для них неразличимы.

1.4.4. Диаграммы водяного пара

Для наглядного изображения процессов, происходящих в паровой турбине и ПТУ, широкое распространение получили различные диаграммы водяного пара. В большинстве случаев они могут заменить собой и подробные таблицы. Следует только помнить, что точность диаграмм определяется использованным масштабом и не может быть выше точности таблиц, по которым составлены диаграммы.

Для анализа экономичности турбинных установок чаще всего используется *T*, *s*-диаграмма (рис. 1.8), по оси абцисс которой отложена энтропия, а по оси ординат — абсолютная температура. В этой диаграмме горизонтальные линии являются изотермами, а вертикальные — изоэнтропами.

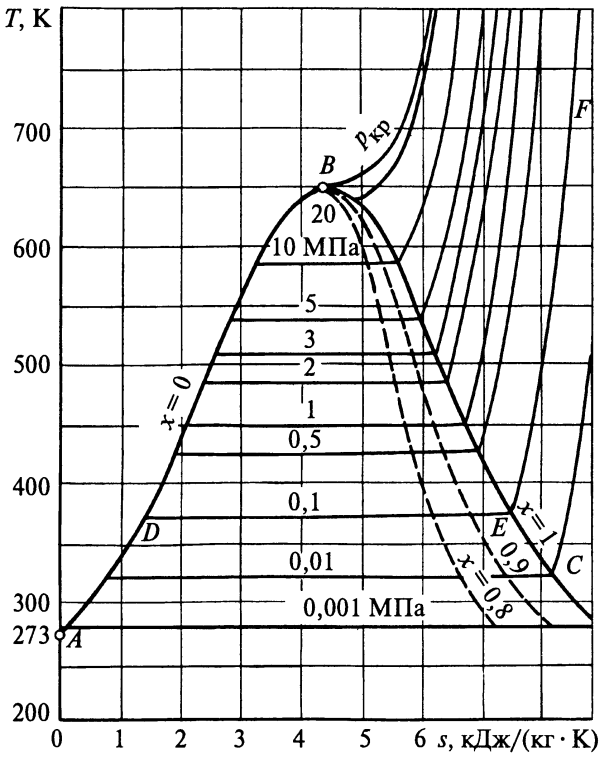


Рис. 1.8. *T*, *s*-диаграмма водяного пара

Линия *AB* называется пограничной кривой жидкости, линия *BC* — пограничной кривой пара, точка *B* — критической точкой. Выше кривой *BC* пар является перегретым, ниже кривой *ABC* — влажным, на линии *BC* — сухим насыщенным.

Изобары в *T*, *s*-диаграмме являются ломаными кривыми. Например кривая *ADEF* — изобара для давления 0,1 МПа. Кривая *AD* изображает процесс нагрева воды от температуры 273 до 373 К, соответствующей температуре насыщения и началу кипения. Горизонтальная линия *DE* соответствует температуре кипения, которая не изменяется вплоть до достижения состояния сухого насыщенного пара (очевидно, в этой области изотермы и изобары совпадают). Линия *EF* изображает перегрев пара при изобарном подводе тепла.

Для возможности определения параметров влажного пара на *T*, *s*-диаграмме нанесены линии постоянной степени сухости x = const.

Для расчетов и анализа работы паровых турбин наибольшее распространение получила *h*, *s*-диаграмма (рис. 1.9), по оси абсцисс которой откладывают энтропию *s*, а по оси ординат — энтальпию *h*.

Жирная линия (x = 1) на диаграмме представляет собой пограничную кривую пара, соответствующую сухому насыщенному пару. Точки, расположенные выше пограничной кривой, соответствуют перегретому пару, ниже — влажному.

Наклонные круто идущие линии представляют собой изобары, а кривые пологие линии в области перегретого пара — изотермы. Пересечение изобары или изотермы с пограничной кривой позволяет определить параметры сухого насыщенного пара.

Пример 1.4. Определить по *h*, *s*-диаграмме параметры насыщения при давлении 0,5 МПа.

Изобара p = 0,5 МПа (см. рис. 1.9) пересекает пограничную кривую в точке *A*, через которую проходит изотерма *AC* t =152 °С.

Следовательно, $t_н$ = 152 °С, а энтальпия h'' = 2748 Дж/кг.

Пример 1.5. Определить по *h*, *s*-диаграмме параметры пара при давлении 3 МПа и температуре 500 °С.

Пересечению соответствующих изобары и изотермы (см. рис. 1.9) соответствует точка *F*, в которой энтальпия h = 3456 кДж/кг. Двигаясь вдоль изобары до пересечения с пограничной кривой, получим температуру насыщения $t_н$ = 234 °С. Следовательно, перегрев пара $\Delta t_н$ = 500 – 234 = 266 °С.

В области влажного пара изотермы совпадают с изобарами, а сами значения температур определяются пересечением изотерм и пограничной кривой

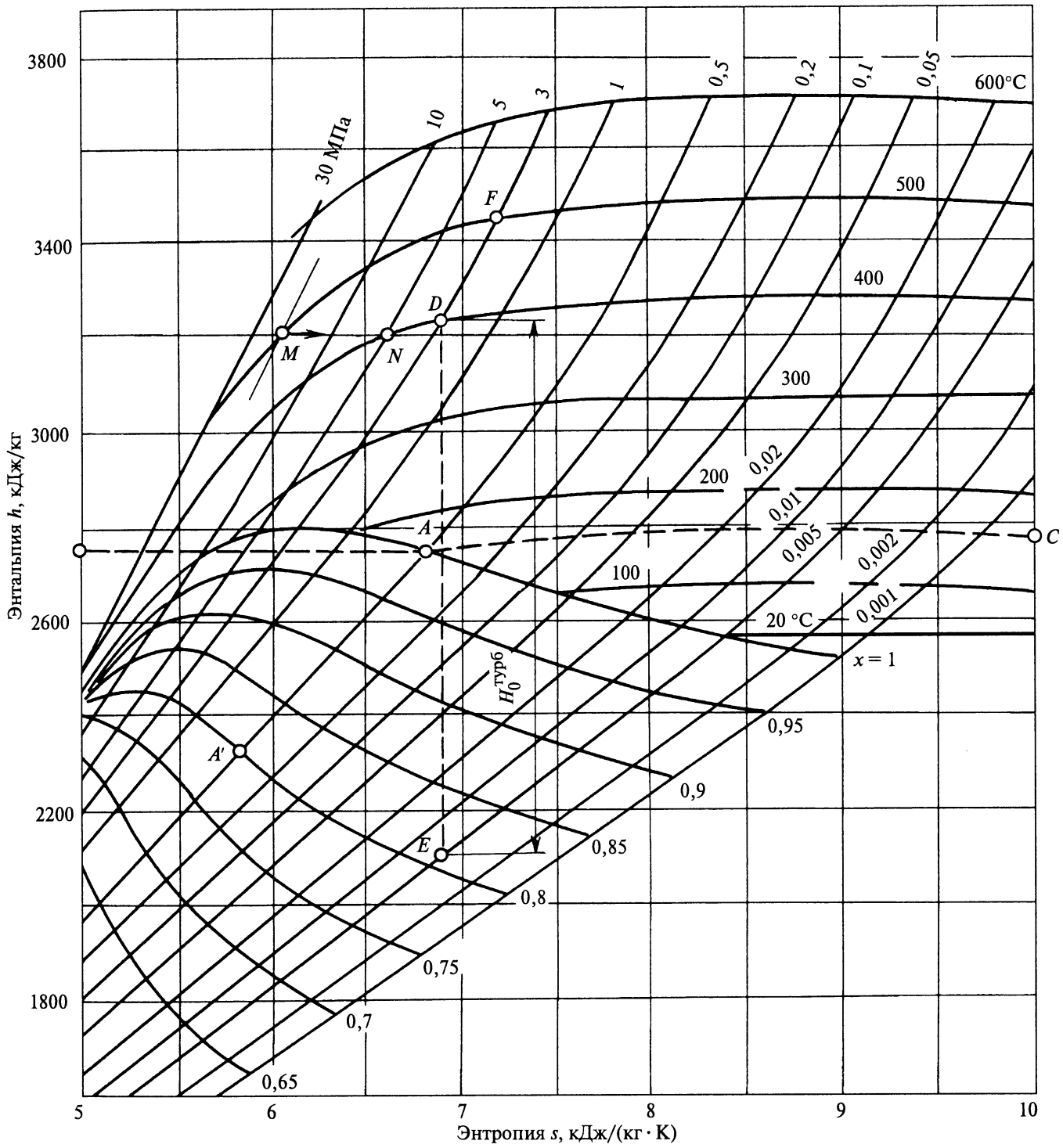


Рис. 1.9. *h, s*-диаграмма водяного пара

(см. пример 1.3). На диаграмме нанесены линии постоянной сухости x = const, которые позволяют по давлению определить точку в *h, s*-диаграмме и все необходимые параметры.

Пример 1.6. Определить с помощью *h, s*-диаграммы энтальпию и температуру пара при давлении 0,5 МПа и степени сухости $x = 0{,}8$.

В *h, s*-диаграмме (см. рис. 1.9) эти параметры определяют точку A', в которой $h' = 2328$ кДж/кг. Двигаясь вдоль изобары вверх до пересечения с пограничной кривой в точке A, найдем температуру влажного пара: $t_н = 152$ °С.

Вертикальные линии в *h, s*-диаграмме изображают изоэнтропийные процессы — процессы, происходящие в идеальной турбине, в которой от-

сутствуют какие-либо потери энергии. Если, например, параметры пара перед турбиной составляют p_0 = 3 МПа и t_0 = 400 °С, то точка D (см. рис. 1.9) с энтальпией h_0 = 3232 кДж/кг изображает состояние пара перед турбиной. При изоэнтропийном расширении пара, например, до давления $p_к$ = 5 МПа, вертикальная линия DE изобразит все состояния, через которые проходит пар при расширении в турбине. Энтальпия в точке E $h_к$ = 2112 Дж/кг, а степень сухости x = 0,815. Разность энтальпий

$$H_0^{\text{турб}} = h_0 - h_к \qquad (1.10)$$

называется располагаемым теплоперепадом турбины. Он представляет собой работу, которую можно получить от 1 кг пара при его расширении в турбине без потерь. В рассмотренном примере $H_0^{\text{турб}}$ = 1120 Дж/кг.

Горизонтальные линии на диаграмме (линии постоянной энтальпии h = const) изображают процессы дросселирования, происходящие при протекании пара через всевозможные местные гидравлические сопротивления (например, повороты, клапаны, задвижки, сужения и т.д.). *При дросселировании давление в потоке уменьшается, а энтальпия остается постоянной.* При этом температура в общем случае уменьшается.

Пример 1.7. Определить снижение температуры пара при дросселировании в регулирующем клапане от параметров p_0 =20 МПа и t_0 = 500 °С до давления p_1 = 5 МПа.

Процесс дросселирования на рис. 1.9 изображается линией MN. После дросселирования температура t_N = 400 °С, следовательно, снижение температуры составляет 100 °С.

Приведенная на рис. 1.9 h, s-диаграмма служит только учебным целям. Диаграммы, предназначенные для инженерных расчетов, имеют существенно больший масштаб. Кроме того, на них наносятся линии постоянных удельных объемов v = const, необходимые для расчета проходных сечений турбины.

1.5. ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

1.5.1. Цикл Ренкина и КПД конденсационной турбоустановки и электростанции

Паротурбинная установка — это непрерывно действующий тепловой двигатель, работающий на воде и водяном паре.

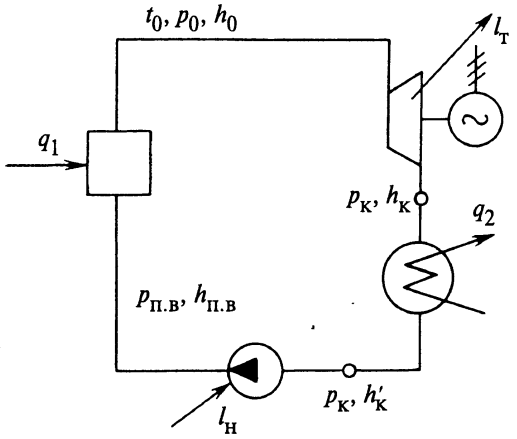


Рис. 1.10. Упрощенная схема простейшей ПТУ

В паропроизводящую установку (котел) подается питательная вода (рис. 1.10) с параметрами $p_{п.в}$ и $h_{п.в}$.

За счет передачи воде тепла q_1 происходит ее нагрев и испарение, и с параметрами p_0, t_0, h_0 пар поступает в турбину. Расширяясь, пар совершает работу $l_т$ и с параметрами $p_к$, $t_к$, $h_к$ идет в конденсатор. Здесь в теплоприемнике пар отдает свою теплоту конденсации q_2 охлаждающей воде, и конденсат с энтальпией $h'_к << h_к$ поступает к питательному насосу. За счет затраты работы $l_н$ в насосе давление питательной воды поднимается до значения $p_{п.в}$, с которым она поступает в котел.

Наиболее совершенным в термодинамическом отношении является, как мы знаем, тепловой цикл Карно. В T, s-диаграмме он будет иметь вид, показанный на рис. 1.11, *а*. При выбранных температурах пара перед турбиной и за ней такой цикл будет иметь действительно максимальный термический КПД. Однако для его реализации необходимо построить компрессор, сжимающий и конденсирующий изоэнтропийно пароводяную смесь из состояния a в состояние b. Технические трудности создания компрессора столь велики, а его удельная работа сжатия $l_н$ столь значительна, что на практике цикл Карно для воды и водяного пара не используется, а применяется цикл, исследованный шотландским инженером Ренкиным и носящий его имя.

На рис. 1.11, *б* показан цикл Ренкина для турбоустановок ТЭС, использующих перегретый пар, при идеальных паровой турбине и насосе. Процесс расширения пара ok в такой турбине и сжатия в насосе aa' происходят изоэнтропийно, без потерь. Конечно, такие процессы являются идеализацией, однако они

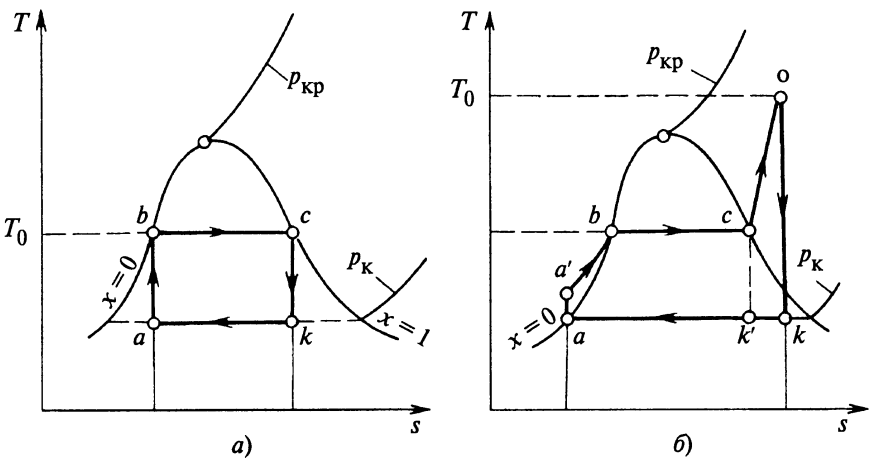


Рис. 1.11. Тепловые циклы паротурбинных установок:
а — цикл Карно; *б* — цикл для ТЭС с перегревом пара

позволяют определить тот предел КПД, который может быть получен при использовании цикла Ренкина.

Процесс $a'bco$ в цикле изображает изобарийный подвод тепла в котле (нагрев $a'b$, испарение bc и перегрев co), а процесс ka — конденсацию пара.

Определим термический КПД η_t цикла Ренкина (рис. 1.12). Учитывая, что обычно мощность насоса составляет в ПТУ всего несколько процентов от мощности турбины, считаем, что точка a на последней диаграмме условно изображает состояние воды до и после питательного насоса одновременно.

При изобарическом подводе тепла в котле

$$q_1 = h_0 - h_{п.в},$$

где h_0 — энтальпия пара за котлом; $h_{п.в}$ — энтальпия питательной воды (см. рис. 1.10).

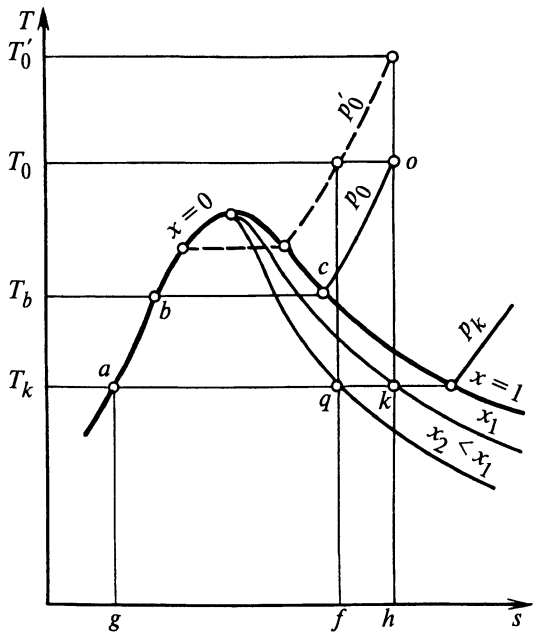


Рис. 1.12. Идеальный цикл Ренкина в *T*, *s*-диаграмме

Если состояние пара перед турбиной изображается точкой o (см. рис. 1.12 и 1.13) и процесс расширения идет до точки k с параметрами $p_к$ и $h_{кt}$, то тепло q_2, отводимое охлаждающей водой в конденсаторе, равно

$$q_2 = h_{кt} - h'_к,$$

где $h'_к$ — энтальпия конденсата. Тогда термический КПД цикла Ренкина равен

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{п.в}) - (h_{кt} - h'_к)}{h_0 - h_{п.в}}. \qquad (1.11)$$

Поскольку разность $(h_{п.в} - h'_к)$ представляет собой работу насоса, отнесенную к 1 кг прокачиваемой воды, а разность $H_0^{турб} = h_0 - h_{кt}$ — располагаемый теплоперепад турбины, то, пренебрегая работой насоса, из последней формулы полу-

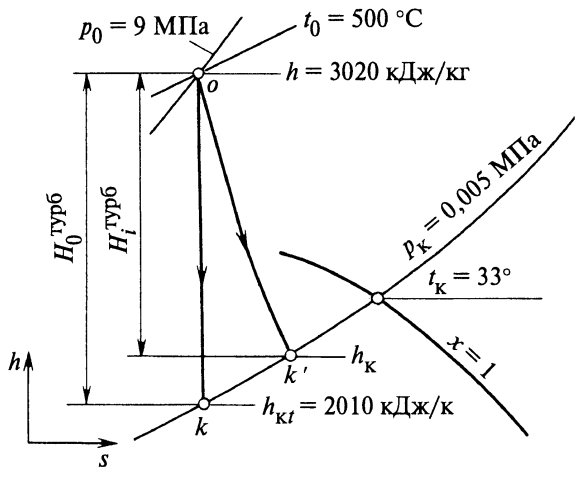


Рис. 1.13. Определение термического КПД идеального цикла Ренкина с помощью *h*, *s*-диаграммы

чаем приближенное соотношение для определения термического КПД:

$$\eta_t = \frac{H_0^{\text{турб}}}{h_0 - h'_{\text{к}}} = \frac{H_0^{\text{турб}}}{q_1}. \qquad (1.12)$$

С помощью соотношения (1.12) легко определить термический КПД η_t, пользуясь h, s-диаграммой. Если, например, параметры пара перед турбиной (см. рис. 1.13) t_0 = 500 °С, p_0 = 9 МПа, h_0 = 3020 кДж/кг и пар расширяется до давления $p_{\text{к}}$ = 0,005 МПа, то, двигаясь вниз по изоэнтропе до точки k, найдем энтальпию $h_{\text{к}t}$ = 2010 кДж/кг и располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{турб}} = h_0 - h_{\text{к}t}$ = = 1010 кДж/кг.

Перемещаясь из точки k вдоль изобары 5 кПа до пересечения с пограничной кривой, найдем температуру насыщения (или кипящей воды) $t_{\text{к}}$ = 33 °С. Так как теплоемкость воды $c_{\text{в}}$ = 4,19 кДж/(кг · К), то $h'_{\text{к}} = c_{\text{в}} t_{\text{к}}$ = 138 кДж/кг.

Тогда термический КПД цикла Ренкина равен:

η_t =1010 /(3020 – 138) = 0,35.

Из-за трения и других потерь в проточной части турбины процесс расширения пара идет не по изоэнтропе ok (рис. 1.13), а отклоняется вправо, заканчиваясь в точке k' с энтальпией $h_{\text{к}}$, большей, чем $h_{\text{к}t}$. Разность энтальпий

$$H_i^{\text{турб}} = h_0 - h_{\text{к}} \qquad (1.13)$$

называется использованным теплоперепадом турбины, а отношение

$$\eta_{oi} = H_i^{\text{турб}} / H_0^{\text{турб}} \qquad (1.14)$$

— относительным внутренним коэффициентом полезного действия турбины. Он характеризует аэродинамическое совершенство проточной части турбины. Для цилиндров современных турбин η_{oi} = 0,86—0,92.

Отношение

$$\eta_i = H_i^{\text{турб}} / q_1 \qquad (1.15)$$

называется абсолютным внутренним КПД турбоустановки. Он характеризует эффективность превращения тепла в работу во всей турбоустановке.

Из соотношений (1.14) и (1.15) следует, что

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}, \qquad (1.16)$$

т.е. абсолютный внутренний КПД турбоустановки равен произведению термического КПД цикла и относительного внутреннего КПД турбины.

Если через G обозначить расход пара на турбину, то ее внутренняя мощность $P_i = G H_i^{\text{турб}}$, располагаемая мощность $P_0 = G H_0^{\text{турб}}$, а подведенная в котле тепловая мощность $Q = G q_1$.

Часть внутренней мощности $\Delta P_{\text{м}}$ тратится на преодоление сил трения в подшипниках турбины и электрогенератора, а часть $\Delta P_{\text{э}}$ — на потери в обмотках электрогенератора. В электрическую энергию преобразуется только доля внутренней мощности

$$P_{\text{э}} = P_i - \Delta P_{\text{м}} - \Delta P_{\text{э}}.$$

Мощность $P_e = P_i - \Delta P_{\text{м}}$ называется мощностью на муфте электрического генератора, а отношение $\eta_{\text{м}} = P_e / P_i$ — механическим КПД турбоагрегата.

Отношение $\eta_{\text{э.г}} = P_{\text{э}} / P_e$ называется КПД электрического генератора, а отношение

$$\eta_{\text{о.э}} = \frac{P_{\text{э}}}{P_0} = \frac{P_{\text{э}}}{P_e}\frac{P_e}{P_i}\frac{P_i}{P_0} = \eta_{\text{э.г}}\eta_{\text{м}}\eta_{oi} \qquad (1.17)$$

относительным электрическим КПД турбоагрегата.

Произведение

$$\eta_{\text{э}} = \eta_t \eta_{\text{о.э}} \qquad (1.18)$$

представляет собой абсолютный электрический КПД турбоустановки.

Таким образом, в общем случае

$$\eta_{\text{э}} = \eta_t \eta_{\text{э.г}} \eta_{\text{м}} \eta_{oi}. \qquad (1.19)$$

Механический КПД и КПД электрического генератора достаточно велики и составляют 0,96—0,99. Поэтому электрический КПД $\eta_{\text{э}}$ в основном определяется термическим КПД цикла η_t и относительным внутренним КПД η_{oi}. Правда, увеличение одного из них вообще не всегда ведет к увеличению экономичности, так как второй из них может уменьшаться.

Чаще всего в качестве показателя экономичности турбоустановки используют удельный расход тепла $q_{\text{э}}$ — количество тепла, необходимое для получения в турбоустановке единицы работы.

Если тепло и работу выражать в одинаковых единицах, то

$$q_{\text{э}} = 1 / \eta_{\text{э}}. \qquad (1.20)$$

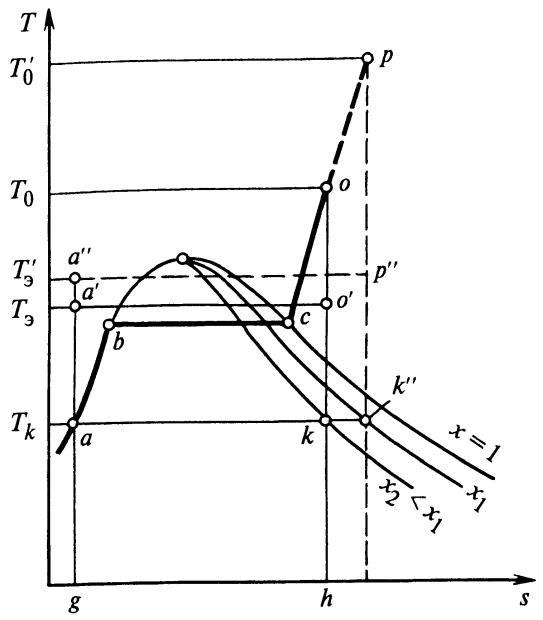


Рис. 1.14. Сравнение идеальных циклов с различными начальными температурами

Принято тепло выражать в килоджоулях, а работу в киловатт-часах. Тогда удельный расход тепла будет измеряться в кДж/(кВт · ч) и рассчитываться по формуле:

$$q_э = 3600/\eta_э. \qquad (1.21)$$

Наконец, если тепло выражать в килокалориях, а работу — в киловатт-часах, то

$$q_э = 860/\eta_э. \qquad (1.22)$$

Коэффициент полезного действия цикла Ренкина в первую очередь определяется начальными и конечными параметрами пара.

Анализ влияния параметров пара на экономичность удобно вести с помощью *T, s*-диаграммы, используя представление об эквивалентном цикле Карно. Если площадь цикла Ренкина *abcoka* (рис. 1.14) заменить равновеликим прямоугольником *aa'o'k*, являющимся циклом Карно с температурой источника тепла $T_э$, то η_t обоих циклов будет одинаковым. Таким образом, при фиксированной температуре конденсации $T_к$ термический КПД цикла Ренкина будет тем выше, чем больше $T_э$ эквивалентного цикла Карно.

Повышение начальной температуры пара T_0 цикла Ренкина (рис. 1.14) приводит к росту термического КПД, так как температура $T_э'$ эквивалентного цикла *abcpk″a* будет больше, чем температура $T_э$ цикла *abcoka*. Повышение T_0, как видно из рис. 1.14, приводит одновременно к повышению степени сухости в конце процесса расширения, что одновременно приведет и к повышению η_{oi} турбины. К сожалению, повышение начальной температуры ограничено, как отмечалось выше, прочностью металла при высокой температуре.

Повышение начального давления от p_0 до p_0' (см. рис. 1.12) при постоянной начальной температуре в общем случае приводит к росту η_t, однако эта зависимость оказывается очень пологой и часто компенсируется уменьшением η_{oi} из-за увеличения влажности в конце процесса расширения. При этом снижается и надежность работы последних ступеней турбины.

Поэтому для повышения экономичности вместе с повышением давления повышают и начальную температуру [например, при давлении p_0' (см. рис. 1.12) обеспечивают начальную температуру T_0']. Тогда можно получить ту же влажность в последних ступенях, но увеличить термический КПД цикла.

Возможность повышения начальной температуры значительно меньше, чем начального давления. Поэтому при определенном начальном давлении вводят промежуточный перегрев пара (промперегрев). В этом случае (рис. 1.15) пар сначала расширяется по изоэнтропе *de* до давления $p_{пп}'$ (это давление часто называют разделительным), при котором еще не возникает влажности, а затем направляется в промежуточный пароперегреватель котла, где температура пара поднимается по изобаре *ef* до начальной (а иногда и большей) температуры. Затем пар расширяется по изоэнтропе *fg* до давления

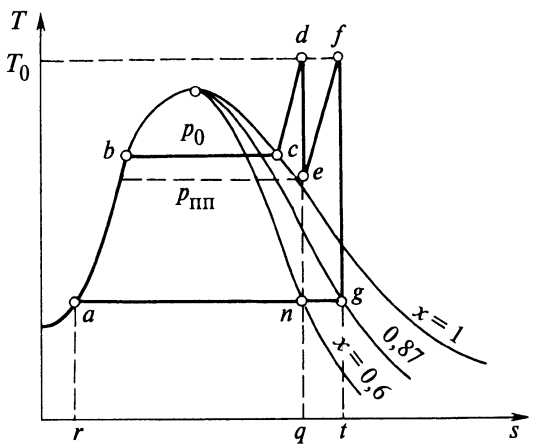


Рис. 1.15. Идеальный цикл с промежуточным перегревом пара

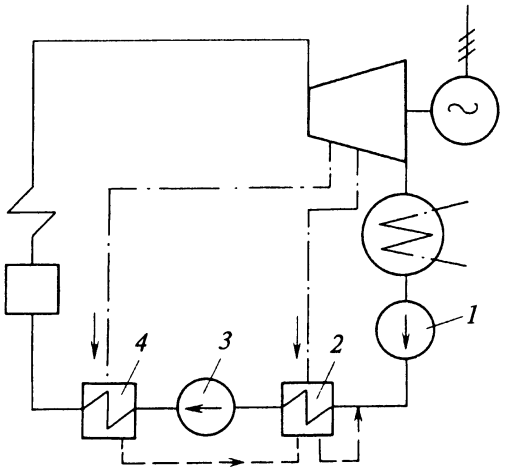


Рис. 1.16. ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды:
1 — конденсатный насос; *2* — ПНД; *3* — питательный насос; *4* — ПВД

в конденсаторе. При этом влажность в конце процесса расширения становится допустимой.

При правильном выборе разделительного давления одновременно удается увеличить и экономичность. Из рис. 1.15 видно, что термический КПД дополнительного цикла *nefgn* больше, чем основного цикла *abcdena* без промежуточного перегрева пара. В целом применение промежуточного перегрева пара позволяет получить экономию топлива в 5—6 %. При этом усложняется, конечно, и котел, и турбина, и их эксплуатация.

Тепловая схема реальной турбоустановки существенно отличается от схемы, показанной на рис. 1.11, работающей по циклу Ренкина.

Во всех современных ПТУ используется регенеративный подогрев питательной воды паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины (рис. 1.16). В этом случае тепло пара отбора отдается питательной воде, а не безвозвратно охлаждающей воде в конденсаторе. Чем сильнее нагревается питательная вода перед подачей в котел, тем больше термический КПД цикла. В пределе температура питательной воды может быть доведена до температуры насыщения, соответствующей давлению отбираемого пара. Однако чрезмерный нагрев питательной воды не только увеличивает капиталовложения в подогреватели, но и ухудшает использование тепла дымовых газов котла (см. рис. 1.1): с ростом температуры питательной воды будет расти температура уходящих газов котла (иначе не будет работать его экономайзер и воздухоподогреватель) и снижается его КПД. Поэтому температура питательной воды выбирается на основе технико-экономических расчетов с учетом всего оборудования энергетической установки.

Паротурбинная установка представляет собой только часть конденсационной электростанции и ее КПД характеризует эффективность преобразования тепла, подведенного к ней, в электрическую энергию. Однако для того, чтобы получить это тепло, необходимо сжечь топливо в котле, получить тепло в виде горячего пара и подвести его к турбине. При этом возникают потери тепла из-за неполного сгорания топлива в котле, из-за выброса в атмосферу горячих продуктов сгорания, из-за остывания пара в подводящих паропроводах и т.д.

В результате на ТЭС в зависимости от вида топлива, начальных и конечных параметров, тепловой схемы и других причин в электрическую сеть передается только около 40 % энергии топлива. При этом часть этой энергии приходится заимствовать из сети обратно для питания электродвигателей питательных, циркуляционных и других насосов, для зарядки резервных аккумуляторных батарей и т.д. (это так называемые собственные электрические нужды станции). В результате в зависимости от параметров пара, вида топлива, режима работы, времени года и т.д. абсолютный КПД электростанции составляет всего 35—37 %. Эту величину для конденсационной электростанции с равным успехом можно называть КПД электростанции и коэффициентом полезного использования топлива.

При анализе экономичности используют понятия абсолютного изменения КПД $\Delta\eta$ и относительного $\overline{\Delta\eta}$. В первом случае речь идет об изменении абсолютного КПД. Например, если КПД ТЭС до введения некоторого мероприятия составлял 40 % (абс.), а после него 41 % (абс.), то изменение абсолютного КПД составит $\Delta\eta = 1$ %. Во втором случае имеют в виду отношение

$$\overline{\Delta\eta} = \Delta\eta / \eta = 1/40 = 0{,}025 = 2{,}5\ \%,$$

которое численно равно экономии топлива.

Некоторое неудобство, связанное с тем, что необходимо всякий раз оговаривать, о каких процентах экономии (абсолютных или относительных), идет речь, привело к тому, что на электростанции для оценки экономичности и ее изменения обычно используют понятие удельного расхода условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии $b_{усл}$, [г/(кВт·ч)].

Условное топливо — это некоторое гипотетическое топливо с теплотворной способностью Q = = 7000 ккал/кг. Если, например, для выработки неко-

торого количества электроэнергии сожжено 10 т топлива с теплотворной способностью 3500 ккал/кг, то расход условного топлива с тем же тепловыделением составит 5 т. Понятие условного топлива необходимо для сравнения экономичности электростанций, работающих на топливах различной калорийности.

Другим преимуществом понятия расхода условного топлива, является сравнительная легкость его определения по измерениям расхода топлива и электроэнергии, отпущенной в сеть.

Из соотношения (1.20) легко получить, что

$$b_{усл} = 123/\eta_э, \qquad (1.23)$$

где $\eta_э$ — десятичная дробь. Если, например $\eta_э$ = = 40 % = 0,4, то $b_{усл}$ = 123/0,4 = 307,5 г/(кВт · ч).

1.5.2. Цикл и КПД турбоустановки с турбиной с противодавлением

Как отмечалось выше, для жизнедеятельности человеку, кроме электроэнергии, необходимо большое количество тепла. Наиболее простой способ получения тепла — обратное превращение электроэнергии в тепло, например в нагревательных приборах. В соответствии с законами термодинамики такое превращение крайне нерационально, так как при первичном получении электроэнергии более половины исходной энергии топлива отдано окружающей среде. Такое обратное превращение может применяться только в ограниченных масштабах и там, где приходится принимать в расчет другие обстоятельства: экологические (электроплиты в крупных городах), технологические (выплав стали в дуговых печах) или капитальных вложений (электронагревательные приборы, как правило, очень дешевы).

Другим способом удовлетворения потребностей в тепле является строительство котельных. Их главный недостаток — загрязнение окружающей среды и нерациональное использование топливных ресурсов.

В связи с этим наиболее предпочтительным для выработки тепла оказываются тепловые электростанции — ТЭЦ.

Рассмотренный выше цикл Ренкина имеет сравнительно низкую экономичность прежде всего потому, что тепло конденсации отдается охлаждающей воде и затем рассеивается в окружающей среде. Использовать воду, нагретую в конденсаторе за счет тепла конденсируемого пара, практически невозможно из-за низкой температуры. Если, однако, для конденсации отработавшего в турбине пара использовать теплую воду, скажем при температуре

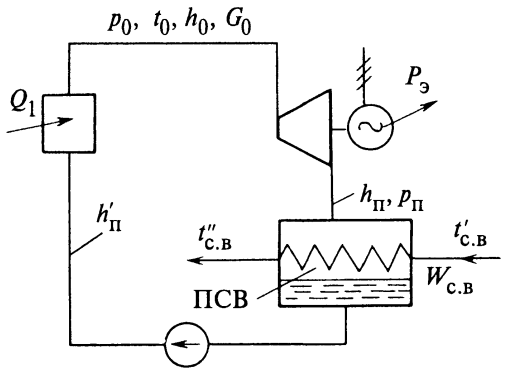


Рис. 1.17. Упрощенная схема турбоустановки с турбиной с противодавлением и теплофикационной установкой

70 °С, то последняя нагреется, например до 110 °С, и ее можно использовать, например для отопления зданий. При этом надо ясно понимать, что *КПД выработки электроэнергии не увеличится, но само использование тепла топлива станет большим.*

Схема такой установки показана на рис. 1.17. К пару в котле подводится тепло

$$Q_1 = G_0(h_0 - h'_п),$$

который, расширяясь в турбине до давления $p_п$, вырабатывает мощность

$$P_э = G_0(h_0 - h_п),$$

где $h_п$ — энтальпия пара за турбиной.

Пар, отработавший в турбине, поступает в подогреватель сетевой воды (ПСВ), где, конденсируясь, передает тепло сетевой воде. Переданное тепло

$$Q_т = W_{с.в}(t''_{с.в} - t'_{с.в}),$$

где $W_{с.в}$ — расход сетевой воды; $t'_{с.в}$ и $t''_{с.в}$ — температура сетевой воды до и после ПСВ.

Температура сетевой воды на выходе $t''_{с.в}$ примерно равна температуре конденсации, которой отвечает соответствующее давление $p_п$ в подогревателе и за турбиной. Это давление существенно выше обычного давления (вакуума) за конденсационной турбиной. Поэтому такую турбину называют турбиной с противодавлением.

Оценка экономических показателей ПТУ с турбиной с противодавлением таким же способом, как и для конденсационной турбины, к сожалению, невозможна. Действительно, если считать, что в рассматриваемом цикле подведено тепло Q_1, полезная работа $N_э$, а тепло $Q_т$ — потеря (действительно, $Q_т$ — это тепло, потерянное для преобразова-

ния в работу), то КПД по аналогии цикла с конденсационной турбиной

$$\eta_t = \frac{P_э}{Q_1} = \frac{h_0 - h_п}{h_0 - h'_п}.$$

Этот КПД будет существенно ниже, чем КПД конденсационной установки прежде всего из-за относительно высоких параметров (энтальпии $h_п$) за турбиной.

С другой стороны, тепло $Q_т$ не является потерей, так как оно используется для каких-то полезных целей. Тогда для преобразования в работу используется тепло

$$Q_1 - Q_т = G_0(h_0 - h'_п) - G_0(h_п - h'_п) = P_э,$$

т.е. $\eta_t = 1$, чего в соответствии со вторым законом термодинамики быть не может.

Описанные выше методические трудности привели к тому, что от понятия КПД для ПТУ с турбиной с противодавлением просто отказались. Для таких ПТУ вводится новый показатель экономичности, — коэффициент использования тепла топлива. Если учесть потери тепла в котле, собственные нужды и другие потери, рассмотренные выше, использование тепла топлива для целей выработки электроэнергии и тепла может достигать 85 %.

Высокий коэффициент использования топлива в турбоустановке с противодавлением вовсе не означает, что КПД паровой турбины не играет никакой роли вследствие использования «потерянного» в турбине тепла в ПСВ. Недовыработка электрической мощности в рассматриваемой турбине означает ее производство на другой, конденсационной электростанции, в которой имеются большие потери тепла в конденсаторе и, следовательно, менее экономичной.

Для оценки качества работы паровой турбины с противодавлением или изменения ее экономичности в процессе эксплуатации вводится характеристика, называемая удельной выработкой энергии на тепловом потреблении, (кВт·ч)/Гкал:

$$\chi = P_э / Q_т. \qquad (1.24)$$

Ясно, что чем больше χ, тем более совершенна паровая турбина.

Для сравнения однотипных турбин с противодавлением в качестве показателя экономичности используется удельный расход пара кг/(кВт·ч):

$$d_э = G_0 / P_э. \qquad (1.25)$$

Для одной и той же тепловой нагрузки, начальных и конечных параметров более экономична та турбина, которая требует меньшего расхода пара для получения одной и той же мощности.

Удельный расход пара — это гарантийный показатель турбинного завода при сдаче смонтированной турбины с противодавлением в эксплуатацию.

Высокий коэффициент использования топлива в ПТУ с турбинами с противодавлением является столь важным преимуществом, что на ТЭС следовало бы устанавливать только турбины с противодавлением, если бы не одно важное обстоятельство: как видно из рис. 1.17, тепловая $Q_т$ и электрическая $P_э$ нагрузки жестко связаны. Если уменьшится потребность в тепловой нагрузке $Q_т$ (например, в связи с сезонным потеплением), то это приведет к уменьшению требуемого количества пара

$$G_0 = Q_т/(h_п - h'_п) \qquad (1.26)$$

и соответственно электрической мощности $P_э$. Поскольку потребности в электрической и тепловой нагрузках изменяются несинхронно, то ТЭЦ только с турбинами с противодавлением не могут обеспечить рационального электро- и теплоснабжения. В летний период большинство электростанций с турбинами с противодавлениями должны быть остановлены, а для выработки электроэнергии надо построить дополнительно конденсационные электростанции. Зимой, наоборот, выработка электроэнергии резко возрастает в соответствии с потреблением тепла, и высокоэкономичные конденсационные ТЭС необходимо останавливать. Существенно сгладить эту ситуацию можно с помощью строительства теплофикационных турбин с регулируемым отбором пара.

1.5.3. Цикл ПТУ с теплофикационной турбиной

Схема ПТУ, использующая этот цикл, показана на рис. 1.18. К турбине подводится расход пара G_0, который проходит часть высокого давления (ЧВД) турбины и затем раздваивается на два потока. Часть пара $G_т$ поступает в теплофикационную установку, поэтому его называют теплофикационным потоком. Другая часть пара $G_к = G_0 - G_т$ проходит через всю турбину и поступает в конденсатор. Поэтому поток $G_к$ называют конденсационным.

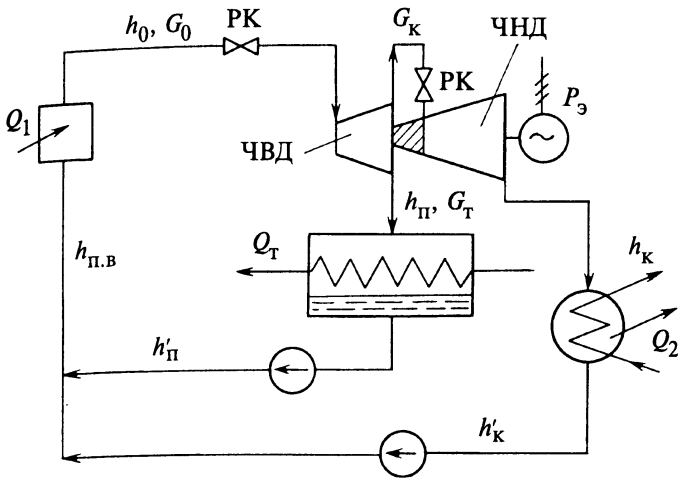


Рис. 1.18. Упрощенная схема ПТУ с теплофикационной турбиной

Нетрудно видеть, что при $G_к = 0$ ПТУ работает как ПТУ с турбиной с противодавлением (обычно так она работает зимой) с максимальным использованием тепла топлива. При $G_т = 0$ турбина работает как конденсационная (часто так она работает летом). Чем большая доля мощности вырабатывается теплофикационным потоком, т.е. чем больше расход $G_т$ и ниже параметры $h_п$, $p_п$ в отборе, тем более эффективно используется топливо.

Главным преимуществом ПТУ с теплофикационной турбиной является возможность экономичной выработки электрической и тепловой энергии при любых их соотношениях. Это достигается с помощью устройств, регулирующих расход пара на турбину G_0 и расход пара в часть низкого давления (ЧНД) $G_к$.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой паротурбинный агрегат?
2. Почему экономайзер и воздухоподогреватель котла установлены в его выходной шахте?
3. Почему тепловой цикл электростанции выполняют замкнутым?
4. Чем отличается блочная компоновка электростанции от неблочной?
5. Что такое параметры состояния? Назовите параметры состояния для воды, сухого насыщенного и перегретого пара.
6. Что такое энтальпия?
7. В чем состоит первый закон термодинамики? Как он реализуется при расширении пара в турбине?
8. Для чего используются T, s и h, s-диаграммы?
9. В чем состоит второй закон термодинамики?
10. Какова температура воды и пара при работе деаэратора, давление в котором 0,7 МПа?
11. Что такое критические параметры пара?
12. Что такое удельная теплота парообразования?
13. Назовите параметры, определяющие состояние влажного, сухого насыщенного и перегретого пара.
14. Определите состояние пара в конце процесса расширения, располагаемый и использованный теплоперепады турбины, если $p_0 = 13$ МПа, $t_0 = 540$ °С, $p_к = 5$ кПа, $\eta_{oi} = 0{,}85$. Определите термический КПД турбоустановки.
15. Определите удельный расход тепла турбоустановки, если $\eta_t = 38$ %.
16. В чем преимущества регенеративного цикла Ренкина?
17. В паропроводе протекает пар с давлением 3,4 МПа и температурой 350 °С. Какой пар протекает по паропроводу?
18. Почему в ПТУ начальное давление пара нельзя изменять независимо от начальной температуры?

Глава вторая

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ И ЕЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО

2.1. ИСТЕЧЕНИЕ ПАРА ИЗ СОПЛ

Преобразование внутренней энергии пара в работу в турбине происходит в соответствии с первым законом термодинамики, конкретная запись которого для быстро движущегося пара имеет специфическую форму.

Рассмотрим протекание пара по каналу переменного сечения (рис. 2.1, *а*). Пусть для простоты выкладок в единицу времени через сечение *0—0* протекает 1 кг пара, а параметры пара на входе: давление p_0, температура T_0, удельный объем v_0, скорость c_0.

Ясно, что массовый расход пара G через любое сечение F канала будет одинаков и равен

$$G = Fc/v = \text{const}, \qquad (2.1)$$

где c — скорость пара.

Соотношение (2.1) называется уравнением неразрывности. Из него следует, что скорость пара на участке между сечениями *0—0* и *1—1*

$$c = Gv / F \qquad (2.2)$$

будет изменяться из-за изменения площади сечения канала и удельного объема пара. Соответственно в сечении *1—1* параметры пара p_1, T_1, v_1 и c_1.

В соответствии с первым законом термодинамики теплота q, подводимая на участке канала между сечениями *0—0* и *1—1*, расходуется на повышение внутренней энергии пара $\Delta u_2 = u_2 - u_1$ и совершение работы l, имеющей несколько составляющих.

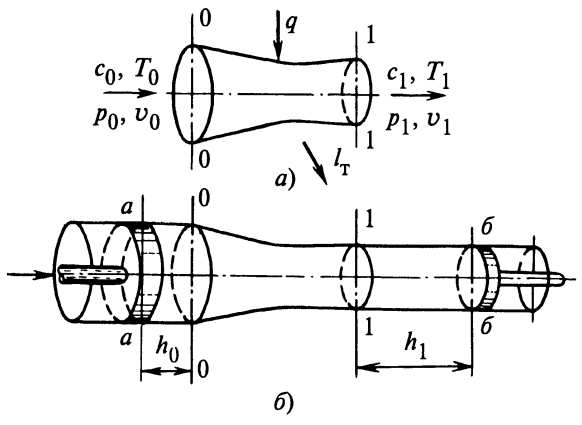


Рис. 2.1. К выводу уравнения первого закона термодинамики для потока газа

Прежде всего, если канал движется, то совершается техническая работа $l_т$. В частности, это относится к каналам, расположенным на роторе турбины (каналам между рабочими лопатками), протекание пара в которых обеспечивает вращение ротора, т.е. получение полезной работы.

Далее, поскольку скорости пара в сечениях *0—0* и *1—1* разные, то произойдет изменение кинетической энергии потока на величину

$$l_к = c_1^2/2 - c_0^2/2.$$

Для того чтобы пропустить за 1 с через сечение *0—0* 1 кг пара, необходимо через сечение *1—1* удалить такое же количество пара, т.е. необходимо совершить работу, равную работе условного поршня (рис. 2.1, *б*), перемещающего 1 кг пара за 1 с из сечения *а—а* в сечение *0—0*:

$$l_0 = p_0 F_0 h_0 = p_0 v_0,$$

где F_0 — площадь условного поршня.

Соответственно пар, вытесненный из сечения *1—1*, переместит другой условный поршень в сечение *б—б*, т.е. совершит работу

$$l_1 = p_1 F_1 h_1 = p_1 v_1,$$

где F_1 — площадь второго условного поршня.

Разность работ $l_п = l_1 - l_0 = p_1 v_1 - p_0 v_0$ называется работой проталкивания.

Тогда суммарная работа $l = l_т + l_к + l_п$, и в соответствии с первым знаком термодинамики

$$q = u_1 - u_0 + p_1 v_1 - p_0 v_0 + c_1^2/2 - c_0^2/2 + l_т.$$

Так как $h = u + pv$, то окончательно получаем

$$q = (h_1 - h_0) + (c_1^2/2 - c_0^2/2) + l_т, \qquad (2.3)$$

т.е. *тепло, подводимое к движущемуся потоку, расходуется на изменение его энтальпии* $h_1 - h_0$, *кинетической энергии и совершение работы* $l_т$.

Рассмотрим частный случай движения пара в неподвижном канале — сопле. Если канал хорошо изолирован и не происходит выделения тепла внутри потока из-за трения, т.е. течение является изоэнтропийным, то $q = 0$. Неподвижный канал никакой работы не совершает, т.е. $l_т = 0$. Тогда из (2.3) следует

$$\frac{1}{2} c_1^2 - \frac{1}{2} c_0^2 = h_0 - h_1, \qquad (2.4)$$

т.е. *изменение скорости пара в сопле происходит вследствие уменьшения его энтальпии.* Таким образом, если на входе в сопло энтальпия h_0, а за соплом $h_1 < h_0$, то на выходе из сопла пар будет иметь скорость

$$c_1 = [c_0^2 + 2(h_0 - h_1)]^{1/2}. \qquad (2.5)$$

Следовательно, *в соплах или в сопловых каналах происходит преобразование энтальпии в кинетическую энергию потока.*

Пример 2.1. Определить скорость пара на выходе из сопла при изоэнтропийном истечении, если параметры перед соплом $p_0 = 12$ МПа, $t_0 = 550$ °С, а давление за соплом $p_1 = 9$ МПа. Скорость пара перед соплом $c_0 = 100$ м/с.

Начальная энтальпия $h_0 = 3480$ кДж/кг, конечная $h_1 = 3386$ кДж/кг. Тогда

$$c_1 = [100^2 + 2(3480 \cdot 10^3 - 3386 \cdot 10^3)]^{1/2} = 445 \text{ м/с}.$$

Физическая причина возрастания скорости при движении пара в сопле очевидна: как видно из h, s-диаграммы (см. рис. 1.9), при изоэнтропийном расширении пара удельный объем увеличивается, и при выполнении условия неразрывности (2.1) скорость пара должна увеличиваться даже в канале постоянного сечения; тем более она будет расти, если канал выполнить суживающимся.

При фиксированных параметрах пара перед соплом уменьшающейся или постоянной площади сечения при снижении давления за ним — противодавления p_1 — скорость пара на выходе из сопла будет возрастать не беспредельно. При достижении критического противодавления p_{1*} на выходе из сопла возникает критическая скорость истечения и максимальный критический расход пара через сопло. Возникающая на выходе из сопла критическая скорость c_* будет совпадать со скоростью звука a_*, которая, как известно из физики, зависит только от параметров состояния: давления и удельного объема пара.

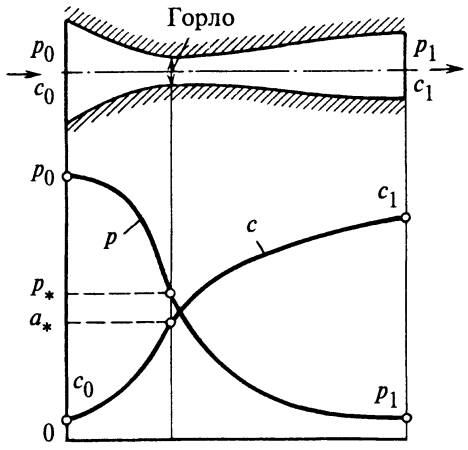


Рис. 2.2. Изменение параметров пара при течении в сопле Лаваля

Если перед соплом изменять давление p_0, то критическое давление p_1 также будет изменяться, однако их отношение $\varepsilon_* = p_{1*} / p_0$, называемое критическим отношением давлений, останется неизменным.

Отношение ε_* зависит от состояния пара: для сухого насыщенного пара $\varepsilon_* = 0{,}577$, а для перегретого $\varepsilon_* = 0{,}546$.

Если за суживающимся соплом поддерживать давление $p_1 < p_{1*}$, то пар, конечно, будет расширяться до этого давления. При этом на выходе из сопла (срезе) установятся давление p_{1*} и скорость c_*. За соплом будет происходить беспорядочное расширение пара до давления p_1, но для ускорения потока используется только разность энтальпий $h_0 - h_*$, где h_* — энтальпия, соответствующая критическим параметрам.

Для того чтобы ускорить поток до скорости $c_1 > c_* = a_*$, необходимо канал выполнить в виде сопла Лаваля: вслед за критическим сечением — горлом (рис. 2.2) — расположить расширяющуюся часть. В таком сопле можно полезно использовать на разгон пара всю разность энтальпий $h_0 - h_1$.

2.2. ТУРБИННЫЕ РЕШЕТКИ

Конструкция турбины, имеющей вращающийся ротор, предопределяет использование в качестве каналов для течения пара кольцевых решеток. Это система каналов, образованных одинаковыми профилями специальной формы (рис. 2.3). Форму каналов можно увидеть из цилиндрических сечений решетки (например, по диаметру d на рис. 2.3)

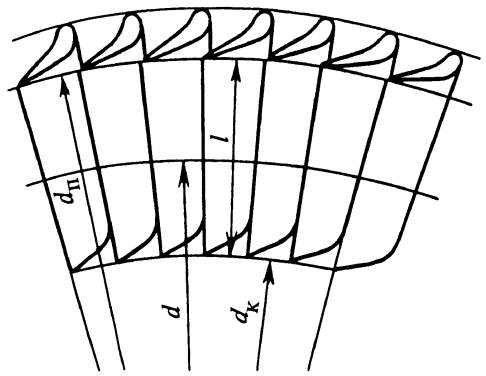


Рис. 2.3. Кольцевая турбинная решетка (изображен только сектор решетки)

и последующей их развертки на плоскости. Соответствующим выбором формы профилей (рис. 2.4) и их расположением в решетке можно создать каналы с требуемым законом изменения площади сечения. Например решетка, показанная на рис. 2.4, *а*, имеет сильно суживающиеся каналы (от ширины a_1' на входе до ширины a_1 на выходе) и используется для ускорения потока до скоростей, меньших скорости звука. Наоборот, решетка, приведенная на рис. 2.4, *в*, для которой $a_1' > a_{min}$ и $a_1 > a_{min}$, служит для получения сверхзвуковых скоростей. На рис. 2.4, *б* показана решетка почти постоянного сечения ($a_1' = a_2$), в которой ускорения потока практически не происходит.

На профиле различают входную и выходную кромки, спинку (выпуклую часть) и сторону давления (вогнутую часть). Выходная часть решетки *gpr* (рис. 2.4, *а*) называется косым срезом. Если в сечении *pg* устанавливаются критические параметры, то косой срез в какой-то мере играет роль расширяющейся части сопла Лаваля и поэтому в суживающейся решетке можно получить небольшие сверхзвуковые скорости потока.

Кроме формы профиля и угла установки α_y (или β_y), показанных на рис. 2.4, кольцевая решетка характеризуется высотой l (см. рис. 2.3) и средним диаметром $d = 1/2\,(d_п + d_к)$, хордой b, шагом t.

Важное значение имеют относительный шаг $\bar{t} = t/b$ и веерность l/d, которые определяют экономичность решетки.

Течение пара в кольцевых решетках подчиняется законам, рассмотренным в § 2.1. В частности, если пар расширяется изоэнтропийно в неподвижной решетке от состояния A (рис. 2.5) до состояния B, то скорость пара на выходе из решетки равна

$$c_{1t} = [c_0^2 + 2(h_0 - h_{1t})]^{1/2}, \qquad (2.6)$$

где c_0 — скорость пара на входе в решетку; h_{1t} — энтальпия пара в конце процесса изоэнтропийного расширения.

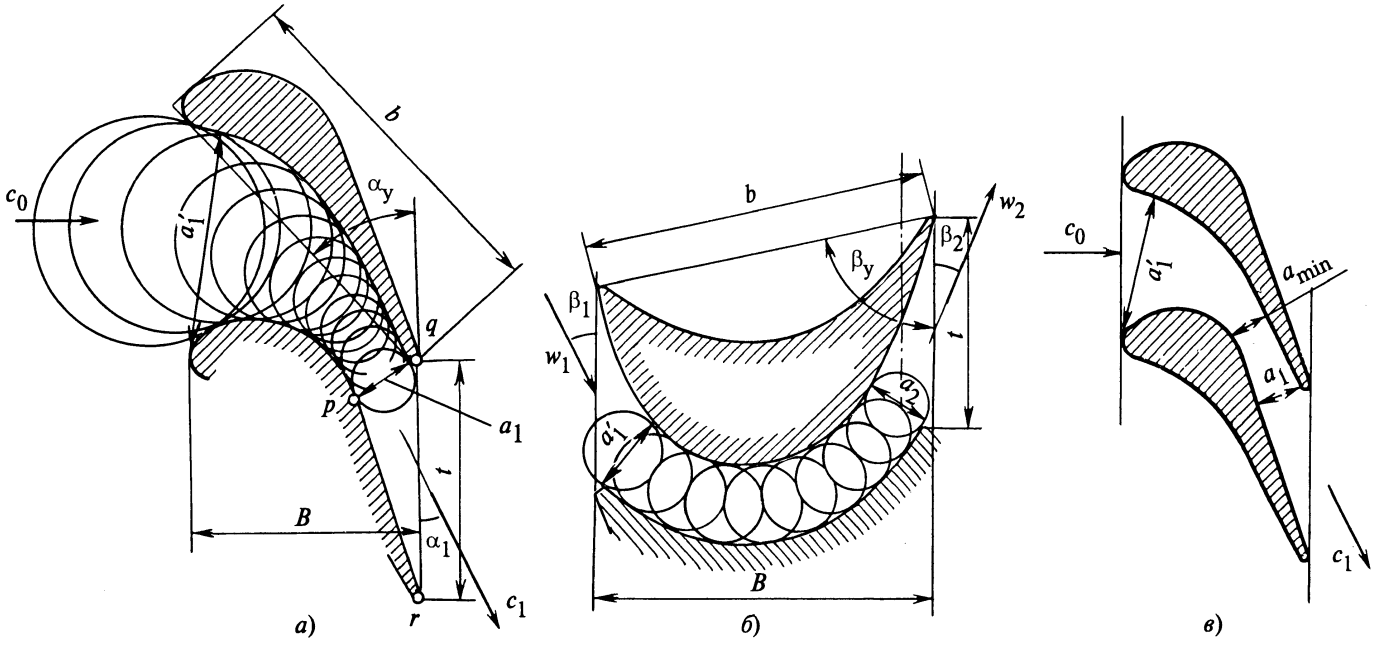


Рис. 2.4. Развертки профилей турбинных решеток

а — решетка с каналами сильно уменьшающегося сечения; *б* — решетка с каналами слабо уменьшающегося сечения; *в* — решетка с каналами типа сопл Лаваля

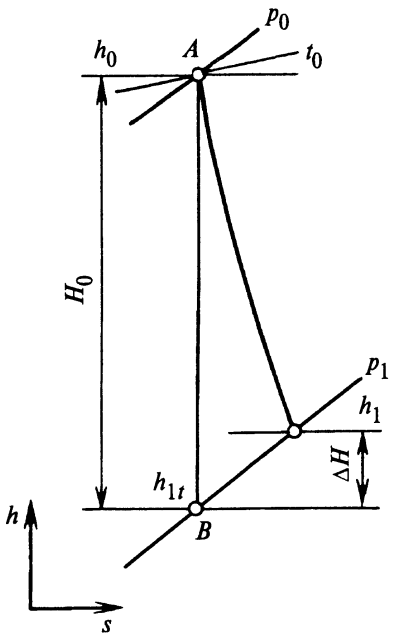


Рис. 2.5. Процесс расширения пара в сопле *h*, *s*-диаграмме

В действительности за счет сил трения между частицами пара и пара о поверхность профилей часть кинетической энергии превращается в тепло и процесс расширения сопровождается возрастанием энтропии. В результате на выходе из решетки пар будет иметь энтальпию $h_1 > h_{1t}$ (рис. 2.5). Действительная скорость пара на выходе из решетки равна

$$c_1 = [c_0^2 + 2(h_0 - h_1)]^{1/2}. \qquad (2.7)$$

Величину

$$\Delta H = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_{1t}$$

называют условно абсолютной потерей энергии в решетке.

Обычно эффективность решетки оценивают не по абсолютной потере энергии, а по коэффициенту потерь энергии

$$\zeta = \frac{\Delta H}{c_{1t}^2/2} = 1 - (c_1/c_{1t})^2. \qquad (2.8)$$

Отношение $\varphi = c_1/c_{1t}$ называют коэффициентом скорости. Таким образом,

$$\zeta = 1 - \varphi^2. \qquad (2.9)$$

Обычно $\varphi = 0{,}92 - 0{,}95$.

Важной характеристикой решетки является коэффициент расхода μ. Если бы течение в решетке было изоэнтропийным, то через нее протекал бы теоретический расход $G_{1t} = c_{1t}/(F v_{1t})$, где v_{1t} — удельный объем пара в конце изоэнтропийного расширения. В реальных условиях из-за образования на стенках канала так называемого пограничного слоя расход G оказывается меньше теоретического; величина $\mu = G/G_{1t}$ называется коэффициентом расхода. Для турбинных решеток, работающих на перегретом паре, $\mu = 0{,}93 - 0{,}98$, а на влажном $\mu = 0{,}94 - 1{,}04$.

2.3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Турбинной ступенью называется совокупность неподвижной (сопловой) и вращающейся (рабочей) решеток. В ступени происходит преобразование части общего теплоперепада турбины $H_0^{\text{турб}}$ в работу. Назначение сопловой решетки — преобразовать с минимальными потерями внутреннюю энергию потока в кинетическую энергию кольцевых струй пара (напомним, что при протекании пара через неподвижную решетку работа не совершается). Назначение рабочей решетки — преобразовать кинетическую энергию (и частично внутреннюю) в работу, т.е. во вращение ротора турбоагрегата.

Ступень турбины схематически показана на рис. 2.6. Сопловая решетка установлена в диафрагме, представляющей собой разъемное по горизонтальному диаметру кольцо. Между вращаю-

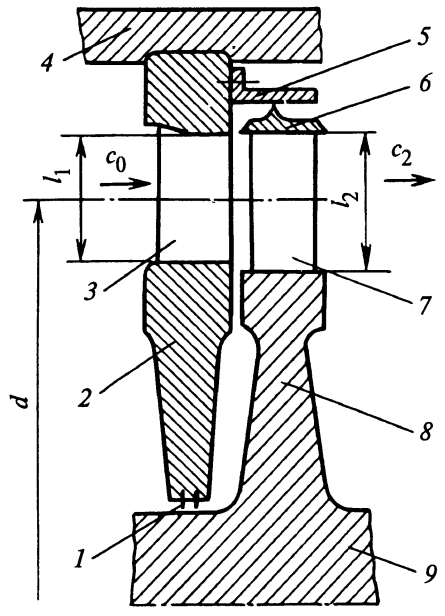


Рис. 2.6. Схематическое изображение турбинной ступени
1 — диафрагменное уплотнение; *2* — диафрагма; *3* — сопловая решетка; *4* — корпус турбины; *5* — надбандажное уплотнение; *6* — ленточный бандаж; *7* — рабочая решетка; *8* — диск; *9* — вал

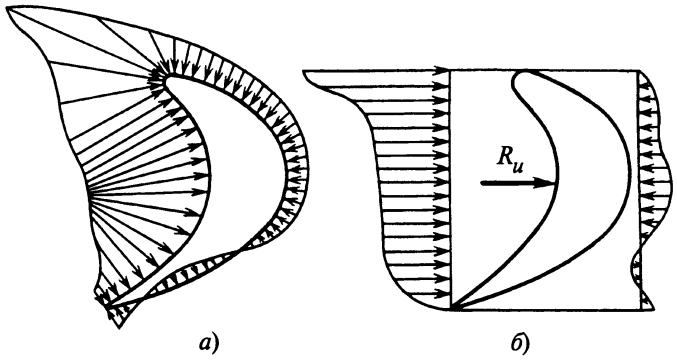


Рис. 2.7. Распределение давления по профилю рабочей лопатки

а — распределение давлений; *б* — окружные проекции давлений на вогнутую и выпуклую поверхности лопатки

щимся валом и неподвижной диафрагмой установлено уплотнение, допускающее лишь очень малую протечку пара мимо сопловой решетки. Рабочие лопатки, профили которых образуют рабочую решетку, закреплены на диске. На периферии рабочих лопаток имеется ленточный бандаж с надбандажным уплотнением, препятствующим протечке пара мимо рабочей решетки.

Качественно преобразование энергии в турбинной ступени можно объяснить следующим образом. Пар в сопловой решетке расширяется от параметров p_0, h_0 до параметров p_1, h_1, в результате чего из сопловых каналов под малым углом к плоскости выходных кромок выходит кольцевая струя пара большой скорости. Эта струя обтекает профили рабочей решетки, образуя на их поверхностях распределение давления, показанное на рис. 2.7, *а*. Результирующая окружных проекций давления на вогнутой стороне профиля (рис. 2.7, *б*) больше, чем на спинке, в результате чего возникает окружная сила R_u, вращающая диск, закрепленный на валу.

Дополнительная реактивная сила может возникать за счет расширения пара в каналах рабочей решетки при выполнении их суживающимися.

Процесс расширения пара в *h*, *s*-диаграмме показан на рис. 2.8. Состояние пара перед ступенью характеризуется точкой O со статическими параметрами p_0, t_0, h_0 и скоростью c_0. Можно считать, что скорость c_0 получена в результате изоэнтропийного расширения от некоторой точки $\overline{O}$, энтальпия в которой $\overline{h}_0 = h_0 + c_0^2/2$, а скорость равна нулю. Иными словами, точка $\overline{O}$ изображает состояние заторможенного потока пара перед ступенью, а параметры $\overline{p}_0$, $\overline{t}_0$ и $\overline{h}_0$ в ней называются параметрами торможения. Для их получения необходимо на *h*, *s*-диаграмме от точки O отложить вверх по изоэнтропе значение кинетической энергии $c_0^2/2$ и получить точку $\overline{O}$.

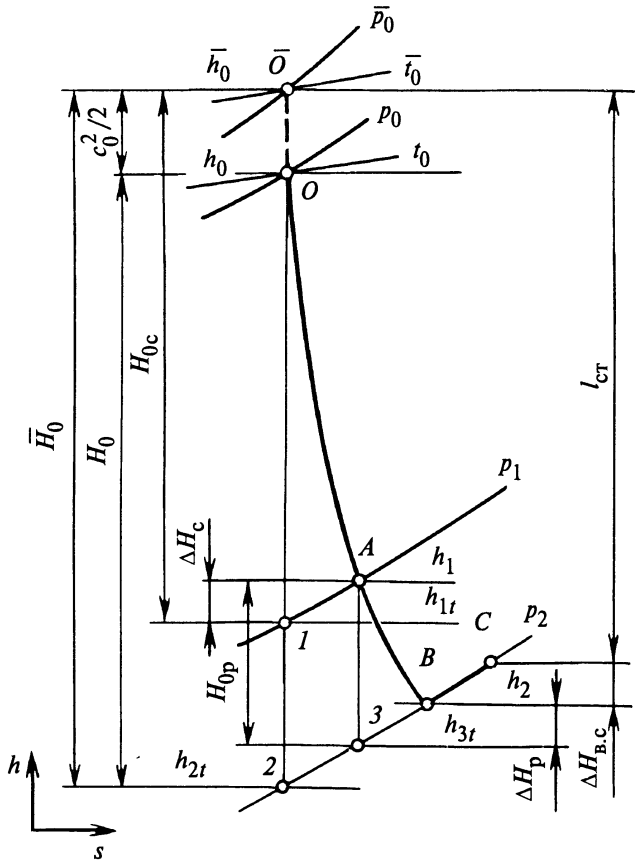


Рис. 2.8. Процесс расширения пара в ступени в *h*, *s*-диаграмме

Величина H_0, подсчитанная от статических параметров, называется располагаемым теплоперепадом ступени, а величина $\overline{H}_0$ — располагаемым теплоперепадом, подсчитанным от параметров торможения.

Величина теплоперепада $H_{0c} = h_0 - h_{1t}$ называется располагаемым теплоперепадом сопловой решетки.

Как мы уже знаем, реальный процесс расширения в сопловой решетке пойдет не по изоэнтропе O—1 до давления p_1, а с отклонением от нее и закончится в точке A с энтальпией h_{1t}. В результате возникнет потеря энергии в сопловой решетке

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t} = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2/2, \qquad (2.10)$$

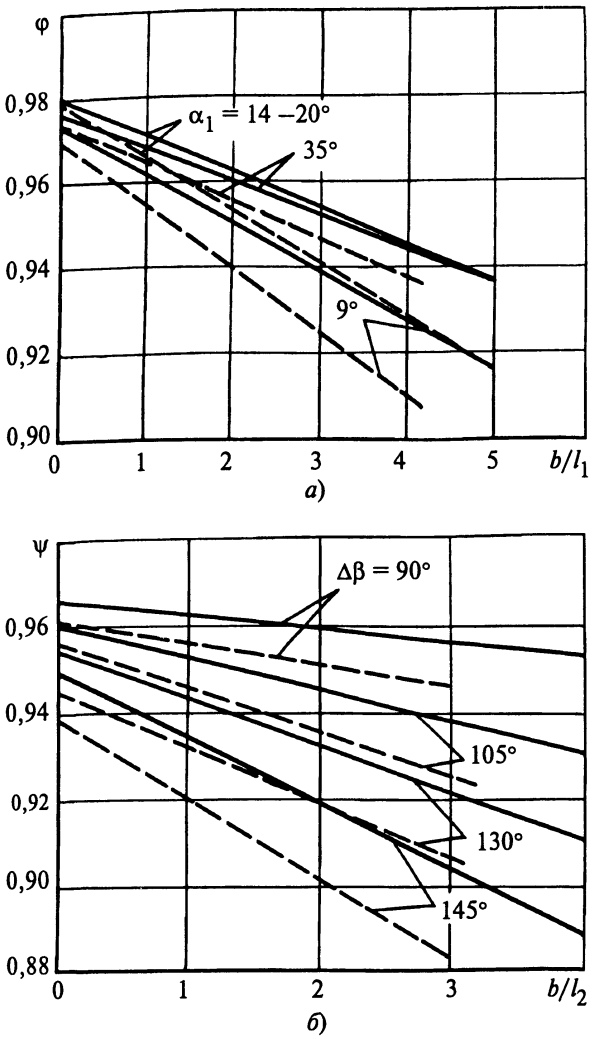


Рис. 2.9. Коэффициенты скорости для кольцевых турбинных решеток в зависимости от b/l, угла Δβ (или Δα) и θ = $= d/l$ (θ > 10 — сплошная, θ < 10 — штриховая). Остальные обозначения см. в пояснениях к рис. 2.3. и 2.4

а пар выйдет со скоростью

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \tag{2.11}$$

где φ — коэффициент скорости, а c_{1t} подсчитывается по соотношению (2.6).

Коэффициент скорости φ в правильно спрофилированной решетке зависит (рис. 2.9, *а*) в основном от отношения b/l_1, угла выхода потока α_1 из решетки (см. рис. 2.4) и режима работы. Обычно φ = 0,94 – 0,97.

Разность энтальпий (см. рис. 2.8)

$$H_{0р} = h_1 - h_{3t} \tag{2.12}$$

называется располагаемым теплоперепадом рабочей решетки. Благодаря ему поток пара дополнительно ускоряется в каналах рабочей решетки. Если из сопловой решетки пар выходит со скоростью c_1, то на рабочую решетку он поступает со скоростью w_1, равной разности векторов c_1 и u, где u — окружная скорость рабочих лопаток (подробнее см. § 2.6). Теоретическая скорость выхода пара из рабочих каналов относительно вращающихся рабочих лопаток равна

$$w_{2t} = (w_1^2 + 2H_{0р})^{1/2}. \tag{2.13}$$

При расширении пара в рабочей решетке также возникают потери энергии, подсчитываемые аналогично потерям в соплах:

$$\Delta H_р = h_2 - h_{3t} = (1 - \psi^2) w_{2t}^2, \tag{2.14}$$

где ψ — коэффициент скорости для рабочей решетки, зависящий (рис. 2.9, *б*) от относительной высоты решетки и угла поворота потока пара в ней Δβ = 180° – (β$_1$ + β$_2$) (см. рис 2.4, *б*). Обычно ψ = = 0,9 — 0,94.

Действительная скорость выхода пара равна

$$w_2 = \psi w_{2t}. \tag{2.15}$$

Пар покидает ступень со скоростью c_2, равной сумме векторов w_2 и u. Кинетическая энергия потока, равная

$$\Delta H_{в.с} = c_2^2/2, \tag{2.16}$$

не может быть использована в рассматриваемой ступени: и потому она условно называется потерей с выходной скоростью. Отложив вдоль изобары отрезок *BC* (см. рис. 2.8) с учетом энтальпии в точке *C*

$$h_c = h_2 + \Delta H_{в.с},$$

получим отрезок $l_{ст}$, представляющий полезную работу ступени, отнесенную к 1 кг протекающего пара.

2.4. РЕАКТИВНОСТЬ СТУПЕНЕЙ

В общем случае каналы рабочих решеток выполняются суживающимися. Поэтому давление перед ними p_1 оказывается больше, чем за ними. Вследствие этого располагаемый теплоперепад ступени $\overline{H}_0$ распределяется между сопловой и рабочей решетками (рис. 2.10, *а*):

$$\overline{H}_0 = H_{0с} + H_{0р}. \tag{2.17}$$

Отношение располагаемого теплоперепада рабочей решетки к теплоперепаду ступени, подсчи-

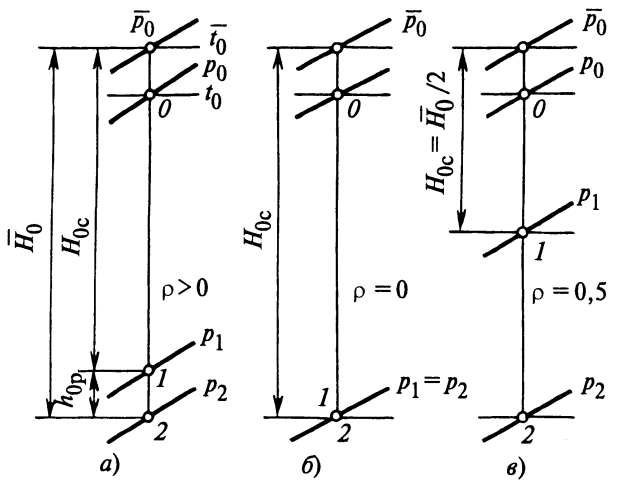


Рис. 2.10. Изоэнтропийные процессы расширения пара в ступенях с различной степенью реакции
а — ρ > 0; *б* — ρ = 0; *в* — ρ = 0,5

танному от параметров торможения, называется реактивностью ступени:

$$\rho = H_{0p}/\bar{H}_0. \qquad (2.18)$$

Такое название связано с тем, что при ρ > 0 в рабочей решетке происходит расширение пара и возникает дополнительная реактивная сила, вращающая рабочий диск.

При ρ = 0 ступень называется чисто активной. В ней расширение пара происходит только в сопловой решетке (рис. 2.10, *б*), а передача кинетической энергии рабочим лопаткам происходит только благодаря повороту струй пара в каналах рабочей решетки. Ускорения потока в рабочей решетке не происходит, и скорости пара на входе и выходе одинаковы. Поэтому каналы рабочей решетки активной ступени имеют постоянное проходное сечение.

Активными ступенями называются ступени с небольшой реактивностью (ρ = 0—0,25).

Ступень, в которой реактивность близка к ρ = 0,5 и более, называется реактивной. В ней (рис. 2.10, *в*) происходит расширение пара и в сопловой, и в рабочей решетках примерно в равной степени. Возникающее на рабочих лопатках окружное усилие определяется не только «активными» струями пара, выходящими из сопловой решетки, но и реактивной силой ускоряющегося в рабочей решетке пара.

Разделение ступеней на активные и реактивные условно и справедливо только для ступеней с малой веерностью l/d, т.е. для ступеней с короткими по сравнению с диаметром решетки лопатками. При $l/d < 10$ параметры пара изменяются по высоте, и в корневом сечении реактивность может быть близка к нулю, а в периферийном достигать 0,7 и выше. Таким образом, в общем случае правильнее говорить не о реактивности ступени, а о реактивности участка ступени, относящегося к какому-либо радиусу.

Реактивность, по существу, определяется соотношением площадей для выхода пара в сопловой и рабочей решетках. Если в условиях эксплуатации оно изменяется (например, из-за повреждений выходных кромок рабочих лопаток, вызвавших уменьшение площади выхода рабочих лопаток), то это приведет к изменению экономичности и надежности (из-за роста осевого усилия на диск).

2.5. ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ

Наглядное представление о режиме работы ступени и ее экономичности дают диаграммы векторов скоростей потока пара, называемые треугольниками скоростей.

На рис. 2.11, *а* справа схематически показано, как за счет расширения пара уменьшается его давление в сопловой решетке от p_0 до p_1. При этом если на входе в решетку скорость пара c_0 была мала, то на выходе она существенно возрастает до значения c_1 и направлена под углом α_1, определяемым соотношением

$$\sin\alpha_1 \approx a_1/t_1. \qquad (2.19)$$

Скорость выхода пара из сопловой решетки наглядно изображается вектором c_1. Однако на профили движущейся решетки пар будет поступать не под углом α_1, а под другим углом, так как решетка вращается с окружной скоростью, изображаемой вектором u, величина которого равна

$$u = \omega d/2, \qquad (2.20)$$

где ω — угловая скорость вращения; d — диаметр ступени. В результате пар натекает на рабочие лопатки под углом β_1 с относительной скоростью w_1, равной разности векторов c_1 и u. Профили рабочих лопаток должны быть выбраны и установлены так, чтобы обеспечить безударный вход пара на рабочую решетку. В этом случае в ней не будет больших потерь.

Построенные таким образом векторы образуют треугольник, часто называемый входным треугольником скоростей (для рабочей решетки).

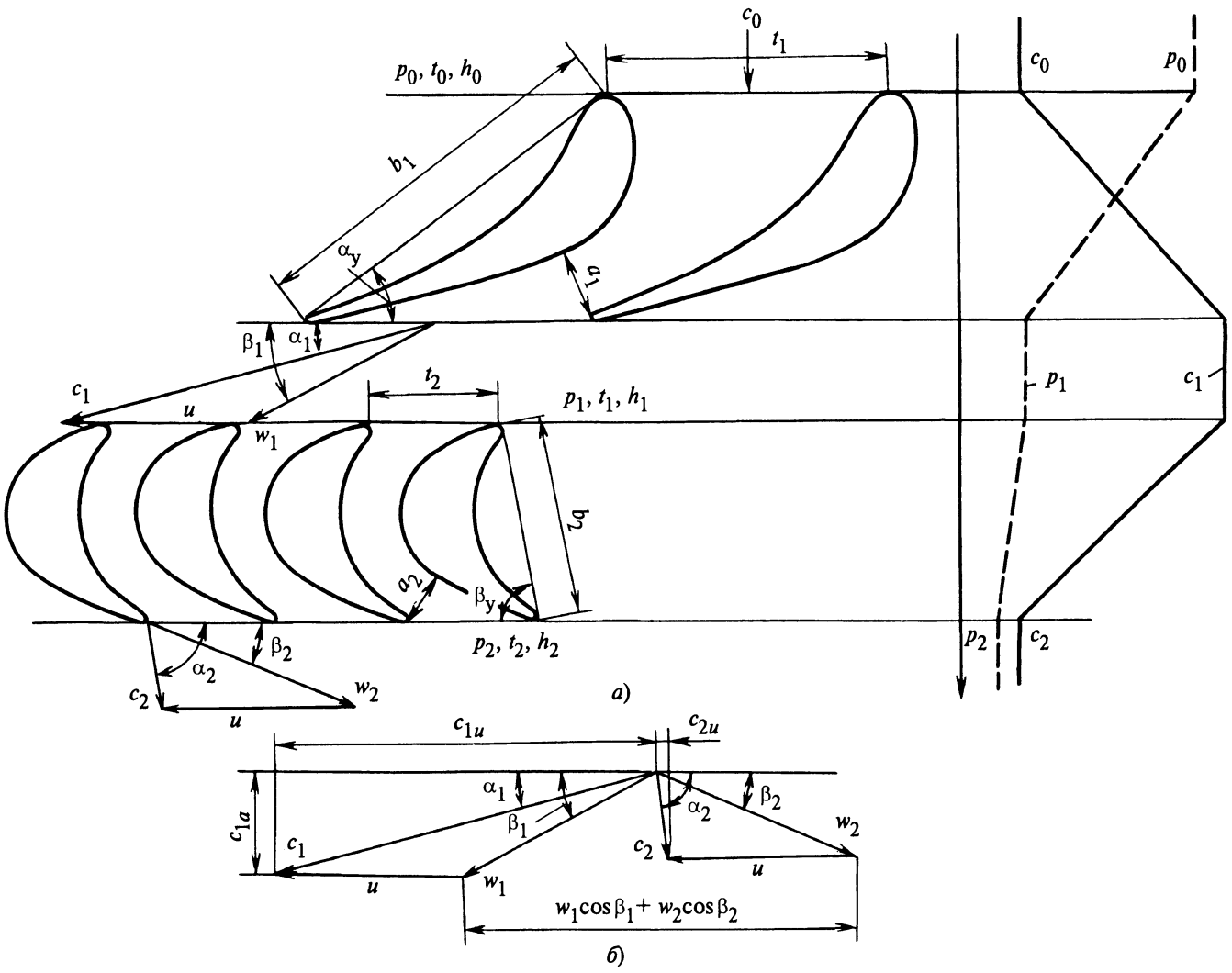


Рис. 2.11. Треугольники скоростей для ступени
а — векторы скоростей потока; *б* — треугольники скоростей

Пар, поступив в каналы рабочей решетки, взаимодействует с ее профилями, создавая окружную силу R_u, вращающую диск. Покидает пар рабочую решетку с относительной скоростью w_2, значение которой подсчитывается по соотношению (2.15), а угол выхода в относительном движении определяется по формуле

$$\sin\beta_2 \approx a_2 / t_2, \qquad (2.21)$$

где a_2 — ширина канала рабочей решетки на выходе.

Абсолютная скорость выхода пара c_2 представляет собой сумму векторов w_2 и u. Она будет составлять угол α_2 с плоскостью вращения. Полученный треугольник векторов скоростей называют выходным треугольником скоростей (для рабочей решетки).

Входной и выходной треугольники скоростей обычно совмещают (см. рис. 2.11, *б*) и кратко называют треугольниками скоростей. Они позволяют лучше понять, каким образом в ступени внутренняя энергия пара превращается в работу. Напомним, что при протекании пара через сопловую решетку техническая работа не производится, так как решетка закреплена в неподвижной диафрагме, но зато пар разгоняется от скорости c_0 до скорости c_1. В рабочей решетке скорость потока уменьшается от значения c_1 до значения c_2, и именно поэтому на рабочих лопатках возникает движущее окружное усилие и совершается работа. Подсчитать возникающую окружную силу можно с помощью известной из физики теоремы импульсов, утверждающей, что изменение в окружном направлении количества движения пара за 1 с

$$G\,(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2)$$

равно импульсу окружной силы, т.е.

$$R_u \cdot 1 = G\,(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2). \qquad (2.22)$$

Из рис. 2.11, *б* следует, что чем меньше углы β_1 и β_2, тем большая сила R_u возникает на лопатках. Однако большее значение R_u вовсе не означает большую эффективность преобразования внутренней энергии пара в работу.

Действительно, представим себе чисто активную ступень, в которой площадь рабочих каналов постоянна. Тогда по уравнению неразрывности (см. рис. 2.4, *б*)

$$w_1 t \sin\beta_1 = w_2 t \sin\beta_2$$

и, следовательно, $w_1 = w_2$; $\beta_1 = \beta_2$. Пусть треугольники скоростей для такой ступени представлены на рис. 2.12, *а* сплошными линиями. Если уменьшить теплоперепад ступени, оставив неизменным угол α_1 и окружную скорость u (т.е. частоту вращения), то треугольники скоростей изменятся (штриховые линии). Нетрудно видеть, что при этом окружное усилие R_u уменьшится, но экономичность ступени возрастет, так как уменьшится потеря с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ из-за уменьшения скорости c_2. При дальнейшем уменьшении теплоперепада скорость c_2 будет уменьшаться и, наконец, примет минимальное значение при $\alpha_2 = 90°$. В этом случае треугольники скоростей будут оптимальными и приобретут вид, показанный на рис. 2.12, *б*. Очевидно, в этом случае $2u = c_1 \cos\alpha_1$.

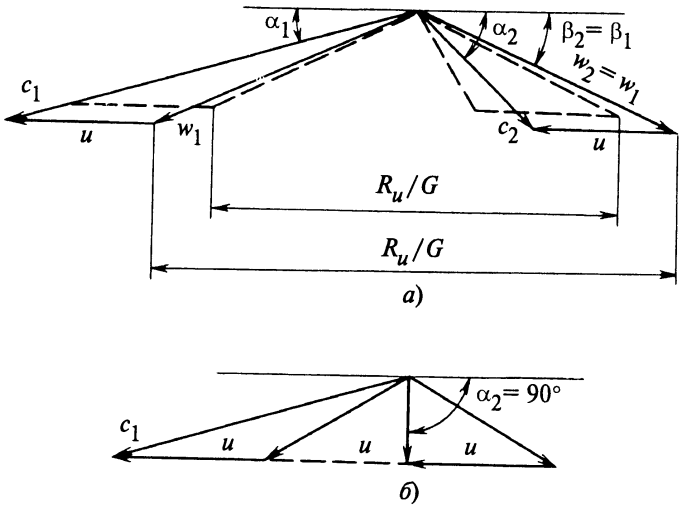


Рис. 2.12. Неоптимальные (*а*) и оптимальные (*б*) треугольники скоростей

Так как угол α_1 обычно мал ($\alpha_1 = 12$—$16°$), то для обеспечения максимальной экономичности на номинальном режиме работы *ступень должна быть спроектирована так, чтобы окружная скорость рабочих лопаток была примерно вдвое меньше скорости выхода пара из сопл.*

В практических расчетах удобнее в качестве характеристики оптимальности ступени использовать не отношение u/c_1, а близкое к нему отношение $x_ф = u/c_ф$, где $c_ф$ — фиктивная (условная) скорость, определяемая из соотношения

$$c_ф = (2H_0)^{1/2}. \qquad (2.23)$$

Для реальных активных ступеней оптимальное значение определяется соотношением

$$x_ф^{опт} = \frac{\varphi \cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \qquad (2.24)$$

и лежит в пределах 0,42—0,55. Для реактивных ступеней $x_ф^{опт} = 0{,}55$—$0{,}65$.

Существование для ступени оптимального отношения $x_ф$, как мы увидим ниже, имеет глубокий смысл и очень сильно влияет на конструкцию всей турбины.

Пример 2.2. Определить основные размеры проточной части промежуточной ступени турбины и построить для нее треугольники скоростей по следующим исходным данным: начальные параметры $p_0 = 4$ МПа, $t_0 = 410$ °С, $p_2 = 3{,}37$ МПа, $c_0 = 40$ м/с; расход пара через ступень $G = 100$ кг/с; частота вращения $n = 50$ с$^{-1}$.

Строя изоэнтропийный процесс расширения пара в ступени в h, s-диаграмме (рис. 2.13, *а*), получаем $h_0 = 3238$ кДж/кг, $h_{2l} = 3188$ кДж/кг и, следовательно, располагаемый теплоперепад

$$H_0 = h_0 - h_{2l} = 49{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

Определяя кинетическую энергию на входе в ступень $c_0^2/2 = 1{,}25$ кДж/кг и откладывая ее вверх от точки с параметрами p_0, t_0, получаем параметры торможения: $\bar{h}_0 = 3239$ кДж/кг, $\bar{p}_0 = 4{,}02$ МПа; располагаемый теплоперепад ступени, подсчитанный по параметрам торможения,

$$\bar{H}_0 = 49{,}4 + 1{,}25 = 50{,}65 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда фиктивная скорость $c_ф = \sqrt{2 \cdot 50 \cdot 650} = 318{,}3$ м/с.

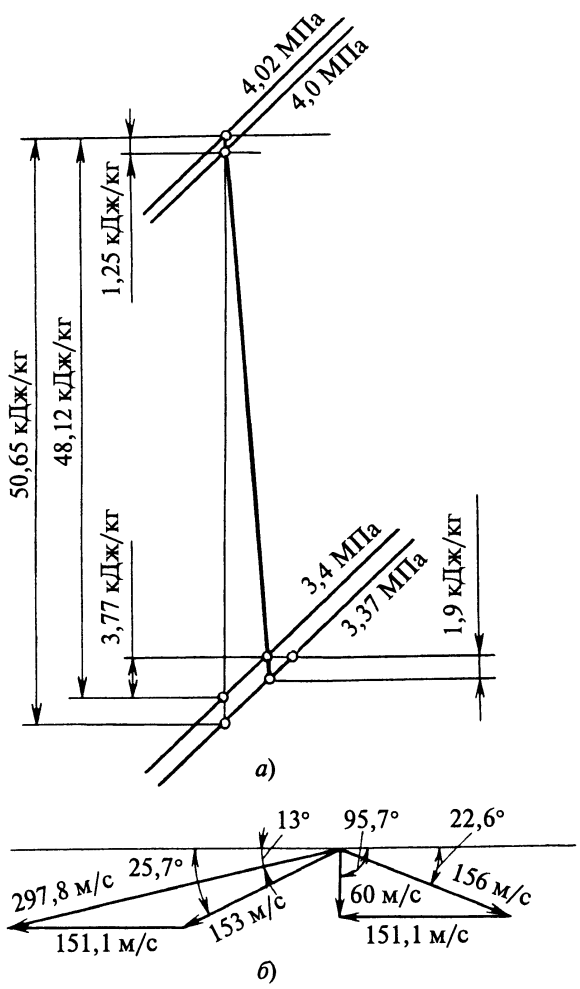


Рис. 2.13. Треугольники скоростей для ступени, рассчитанной в примере 2.2

Определим из соотношения (2.24) оптимальное отношение $x_ф$, задавшись следующими значениями: реактивность $\rho = 0{,}05$; угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_1 = 13°$; коэффициент скорости $\varphi = 0{,}95$, тогда

$$x_ф^{опт} = \frac{0{,}95\cos 13°}{2\sqrt{1-0{,}05}} = 0{,}475,$$

и, следовательно, окружная скорость вращающейся решетки для обеспечения максимального КПД должна быть

$$u = x_ф^{опт} c_ф = 0{,}475 \cdot 318{,}3 = 151{,}1 \text{ м/с}.$$

Поскольку частота вращения задана, диаметр ступени должен быть равен

$$d = u/(\pi n) = 151{,}1/(3{,}14 \cdot 50) = 0{,}962 \text{ м}.$$

Построим входной треугольник скоростей. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки

$$H_{0c} = (1-\rho)\overline{H}_0 = (1-0{,}65)\,50{,}65 = 48{,}12 \text{ кДж/кг},$$

и тогда теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_{1t} = c_ф = (2H_0)^{1/2} = (2 \cdot 48120)^{1/2} = 310{,}2 \text{ м/с},$$

а фактическая

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0{,}95 \cdot 310{,}2 = 297{,}8 \text{ м/с}.$$

Строя под углом $\alpha_1 = 13°$ в некотором масштабе вектор c_1 (см. рис. 2.13, *б*), пристраиваем к нему вектор окружной скорости u и получаем вектор w_1 скорости входа пара на рабочие лопатки в относительном движении. Путем непосредственного замера получаем $w_1 = 153$ м/с; $\alpha_1 = 25{,}7°$.

Откладывая от параметров торможения вниз по изоэнтропе теплоперепад H_{0c}, определяем давление за сопловой решеткой $p_1 = 3{,}4$ МПа и теоретический удельный объем пара $v_{1t} = 0{,}0854$ м^3/кг.

Используя уравнение неразрывности для выходного сечения сопловой решетки $F_1 \mu_1 c_{1t} = G v_{1t}$, определим ее выходную площадь:

$$F_1 = G v_{1t}/(\mu_1 c_{1t}) =$$

$$= 100 \cdot 0{,}854/(0{,}97 \cdot 310{,}2) = 0{,}0284 \text{ м}^2,$$

где $\mu_1 = 0{,}97$ — принятый по оценке коэффициент расхода. Тогда высота сопловой решетки равна

$$l_1 = F_1/(\pi d \sin\alpha_1) =$$

$$= 0{,}0284/(3{,}14 \cdot 0{,}962 \sin 13°) = 0{,}0418 \text{ м}.$$

Перейдем к построению выходного треугольника. Теплоперепад рабочей решетки составляет $H_{0p} = \rho\overline{H}_0 = 0{,}05 \cdot 50{,}65 = 2{,}53$ кДж/кг; и, следовательно, теоретическая скорость пара на выходе из нее в относительном движении равна

$$w_{2t} = (w_1^2 + 2H_{0p})^{1/2} = (152^2 + 2 \cdot 2530)^{1/2} = 167{,}8 \text{ м/с}.$$

Действительная скорость

$$w_2 = \varphi w_{2t} = 0{,}93 \cdot 167{,}8 = 156 \text{ м/с},$$

где коэффициент скорости $\varphi = 0{,}93$ принят по оценке.

Выходная площадь рабочей решетки получается из уравнения неразрывности:

$$F_2 = G v_{2t}/(\mu_2 w_{2t}) =$$

$$= 100 \cdot 0{,}0848/(0{,}93 \cdot 167{,}8) = 0{,}0574 \text{ м}^2,$$

где $v_{2t} = 0{,}0848$ м^3/кг — удельный объем за рабочей решеткой при изоэнтропийном процессе расширения; $\mu_2 = 0{,}93$ — коэффициент расхода для рабочей решетки.

Выходная площадь F_2 обеспечивается при вполне определенном значении угла β_2, для которого

$$\sin\beta_2 = F_2/(\pi d l_2) =$$

$$= 0{,}0574/(3{,}14 \cdot 0{,}962 \cdot 0{,}0448) = 0{,}424,$$

где l_2 — высота рабочей решетки, принятая для безударного входа потока на 3 мм больше высоты сопловой решетки.

Таким образом, получаем $\beta_2 = 25{,}1°$.

Зная w_2 и β_2, строим вектор w_2, пристраиваем к нему вектор u и получаем (см. рис. 2.13, *б*) выходной треугольник, для которого $c_2 = 60$ м/с, $\alpha_2 = 97°$.

Принятые по оценке коэффициенты скорости φ и ψ могут быть уточнены с помощью рис. 2.9 после выбора из соображений прочности размеров хорд профилей b_1 и b_2 и определения относительных величин $\bar{l}_1$, $\bar{l}_2$ и $\Delta\beta$.

2.6. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЛОПАТОЧНЫЙ КПД ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Относительный лопаточный КПД представляет собой отношение полезной работы, развиваемой ступенью, к располагаемой энергии ступени:

$$\eta_{о.л} = l_{ст} / E_0 . \qquad (2.25)$$

Полезная работа ступени (см. рис. 2.8) определяется соотношением

$$l_{ст} = \bar{H}_0 - \Delta H_с - \Delta H_р - \Delta H_{в.с} . \qquad (2.26)$$

Располагаемая энергия — это энергия, которая может быть преобразована в данной ступени в работу. Если ступень расположена так, что ее выходная скорость может быть использована в последующей ступени, то

$$E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2 .$$

Таким образом, для ступени, за которой используется выходная скорость,

$$\eta_{о.л} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta H_с - \Delta H_р - \Delta H_{в.с}}{\bar{H}_0 - c_2^2/2} , \qquad (2.27)$$

а для ступени, за которой выходная скорость не используется,

$$\eta_{о.л} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta H_с - \Delta H_р - \Delta H_{в.с}}{\bar{H}_0} . \qquad (2.28)$$

Если ввести относительные потери в ступени, то

$$\eta_{о.л} = 1 - \xi_с - \xi_р - \xi_{в.с} .$$

Таким образом, *относительный лопаточный КПД учитывает качество решеток ступени и потерю с выходной скоростью.*

Наибольшее влияние на относительный лопаточный КПД оказывает отношение $x_ф = u/c_ф$. Если потери в сопловой и рабочей решетках сравнительно слабо зависят от $x_ф$ (рис. 2.14), то потери с выходной скоростью определяют параболическое протекание кривой $\eta_{о.л}(x_ф)$ с максимумом при $x_ф = x_ф^{опт}$ [см. соотношение (2.24)]. Таким образом, *имеется некоторое оптимальное соотношение скоростей* $u/c_ф$, *при котором* $\eta_{о.л}$ *максимален.* Поскольку окружная скорость u ограничена прочностью вращающихся деталей (дисков, лопаток), ограниченной оказывается и $c_ф$, т.е. теплоперепад $\bar{H}_0 = c_ф^2/2$, срабатываемый в одной ступени. Именно поэтому конструкция турбины выполняется многоступенчатой.

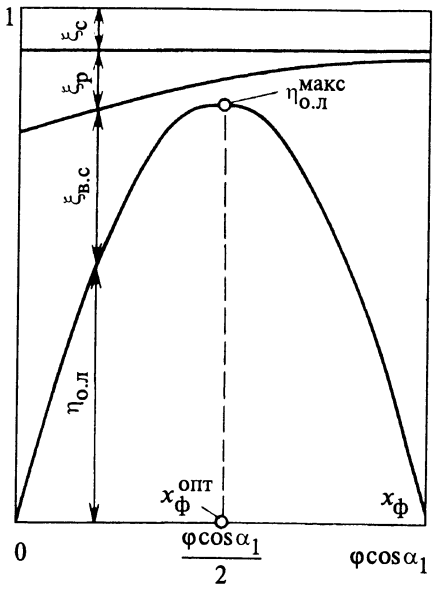


Рис. 2.14. Зависимость потерь и КПД $\eta_{о.л}$ от отношения скоростей $x_ф$ при постоянных φ и ψ для чисто активной ступени

Пример 2.3. Определить относительный лопаточный КПД ступени, рассмотренной в примере 2.2.

Так как рассматриваемая ступень промежуточная и выходная скорость c_2 может быть использована в последующей ступени, то

$$E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2 = 5065 - 60^2/2 =$$

$$= 48\,850 \text{ Дж/кг} = 48{,}85 \text{ кДж/кг}.$$

Потери энергии в решетках

$$\Delta H_с = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2/2 =$$

$$= (1 - 0{,}96^2) \cdot 310{,}2^2/2 = 3{,}77 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H_р = (1 - \psi^2) w_{2t}^2/2 =$$

$$= 167{,}8^2/2\,(1 - 0{,}93^2) \cdot 167{,}8^2 = 1{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

Потеря с выходной скоростью

$$\Delta H_{в.с} = c_2^2/2 = 60^2/2 = 1{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Полезная работа ступени

$$l_{ст} = 50{,}65 - 3{,}77 - 1{,}9 - 1{,}8 = 43{,}18 \text{ кДж/кг}.$$

Следовательно, $\eta_{о.л} = 43{,}18/48{,}85 = 0{,}884$.

2.7. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ВНУТРЕННИЙ КПД СТУПЕНИ

Кроме потерь в решетках и с выходной скоростью в ступени имеются потери с протечками пара и на трение.

Потери с протечками связаны с тем, что часть пара протекает через зазоры ступени и полезной работы не совершает.

Это относится к пару G_{1y} (рис. 2.15), протекающему через диафрагменное уплотнение и поступающему либо через так называемые разгрузочные отверстия в диске (для разгрузки упорного подшипника от осевого усилия) к диафрагме следующей ступени, либо в корневое сечение рабочей лопатки. В последнем случае этот пар не только не совершает полезной работы, так как он не имеет соответствующей скорости, но и «портит» основной поток пара, идущего из сопловой решетки.

Поэтому в корневом сечении ступени выполняют такую реактивность и разгрузочные отверстия делают такого размера, которые исключили бы подсос пара в проточную часть из зазора между диафрагмой и диском. Но в этом случае возникает протечка G_{2y} в обвод рабочей решетки.

Часть пара G_{3y} проходит над бандажом рабочих лопаток, также не совершая работы.

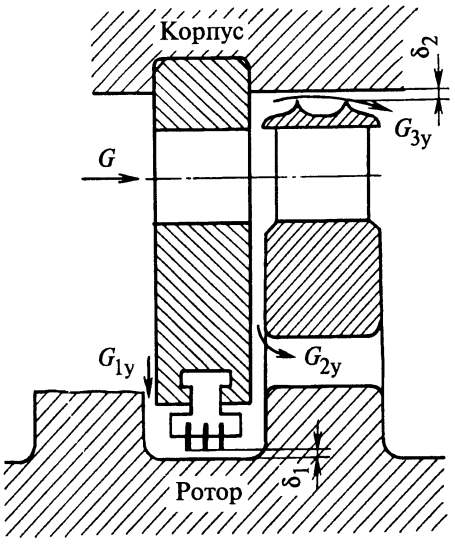


Рис. 2.15. Схема протечек в турбинной ступени

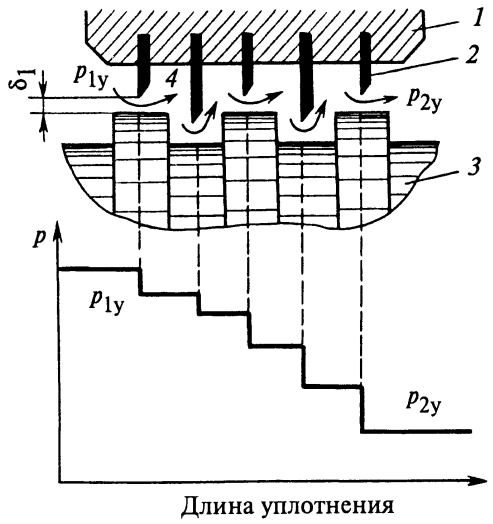


Рис. 2.16. Лабиринтное уплотнение
1 — сегмент уплотнения; *2* — гребешки; *3* — участок вала; *4* — расширительная камера

Для уменьшения протечек между вращающимися и неподвижными элементами устанавливают лабиринтное уплотнение, схема которого показана на рис. 2.16. Уплотнение создается тонкими кольцевыми гребешками, установленными с малым зазором δ_1, и камерами, расположенными между гребнями. Пар, проходя между гребешком и валом, приобретает кинетическую энергию, которая затем гасится в расширительной камере. В результате по мере движения пара через уплотнение его давление уменьшается от p_{1y} перед ним до p_{2y} за ним. Расход пара через уплотнение определяется давлением перед последним гребешком, которое тем меньше, чем больше гидравлическое сопротивление предшествующих гребней.

Протечка пара через диафрагменное уплотнение определяется соотношением

$$G_{1y} = \mu_y F_y k_y G/(\mu_1 F_1 \sqrt{z}), \qquad (2.30)$$

где G — расход пара через ступень; z — число гребешков; μ_1 и F_1 — соответственно коэффициенты расхода и площадь выхода сопловой решетки; F_y — площадь для прохода пара под последним гребешком; μ_y — коэффициент расхода (рис. 2.17), зависящий от формы и размеров гребешка и зазора под ним; k_y — поправочный коэффициент, зависящий от конструкции уплотнения.

Для ступенчатого уплотнения (см. рис. 2.16), в камерах которого происходит полное гашение скорости, $k_y = 1$. Однако ступенчатые уплотнения не применяются там, где в процессе эксплуатации появляются большие относительные смещения ротора и статора и могут возникать осевые

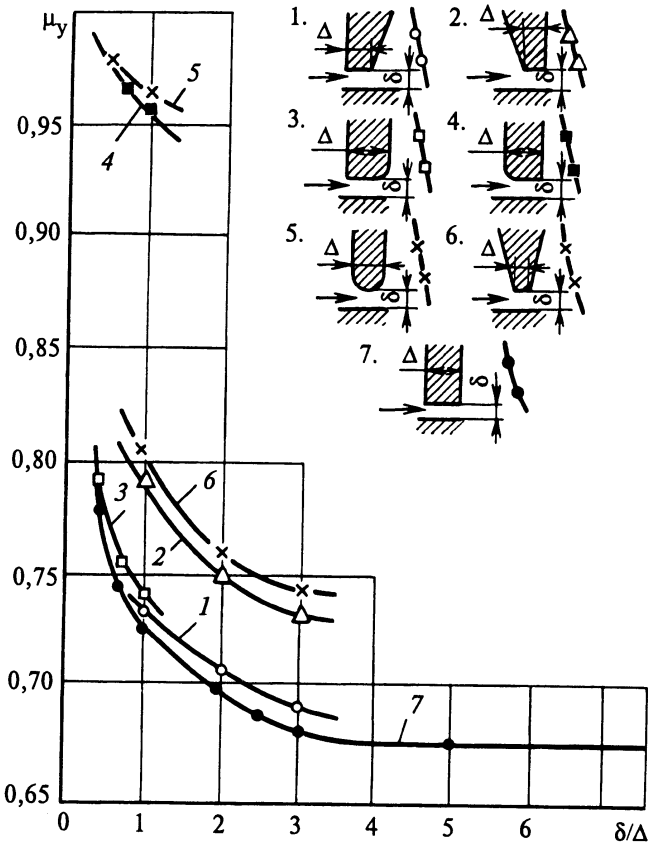


Рис. 2.17. Коэффициент расхода μ_y для зазоров с гребнями различной формы

задевания ротора о статор. Тогда используют прямоточные уплотнения (рис. 2.18, *а*), в камерах которых не происходит полного гашения скорости и протечка больше ($k_y > 1$), чем в ступенчатых уплотнениях. График для определения k_y приведен на рис. 2.18, *б*.

Из соотношения (2.30) видно, что протечка через диафрагменное уплотнение обратно пропорциональна корню квадратному из числа уплотняющих гребешков и прямо пропорциональна площади для прохода пара $F_y = \pi D_y \delta_1$, где D_y — диаметр уплотнения.

Поэтому, если в результате небрежной эксплуатации, в частности, при проведении пусков с большой вибрацией, происходят износ уплотнений [изменение формы гребней (см. рис. 2.17)] и увеличение зазоров, то это приводит к росту протечек и снижению экономичности.

Уменьшение зазора δ_1 в уплотнении ограничивается возможностью задеваний ротора о статор и возникновения тяжелой аварии. Как правило, выбирают $\delta_1 = D_y / 1000 = 0{,}3 - 0{,}6$ мм. Диаметр уплотнения D_y также стараются уменьшить, однако его минимальное значение ограничивается вибрационными характеристиками валопровода. Умень-

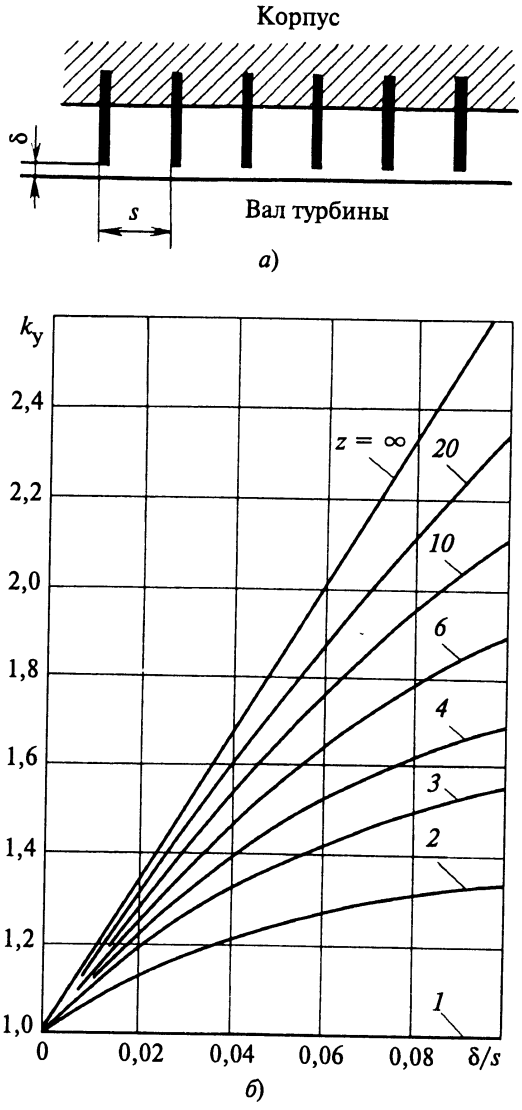


Рис. 2.18. Схема прямоточного уплотнения (*а*) и график для определения поправочного коэффициента k_y (*б*)

шение диаметра вала также приводит к возрастанию осевой силы, действующей на диск из-за разности давлений $(p_1 - p_2)$.

Для уменьшения протечки G_{2y} (см. рис. 2.15) часто выполняют корневое уплотнение (рис. 2.19) с малым зазором δ_1.

Протечка пара поверх бандажа определяется соотношением

$$G_{3y} = \frac{\mu_y k_y}{\sqrt{z}} \frac{F_y G}{F_1} \sqrt{\rho + 1{,}8 \frac{l}{d}}. \qquad (2.31)$$

После вычисления суммарной протечки G_y, не участвующей в производстве работы, потери от протечки определятся соотношением

$$\Delta H_y = G_y E_0 / G, \qquad (2.32)$$

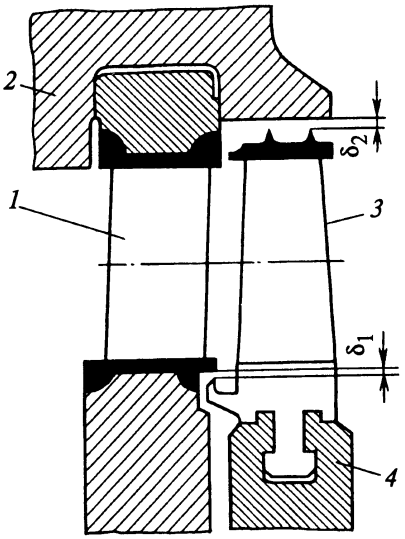


Рис. 2.19. Схема уплотнения ступени
1 — сопловая решетка; *2* — корпус турбины; *3* — рабочая лопатка; *4* — диск

а относительные потери от протечек

$$\xi_y = \Delta H_y / E_0 = G_y / G. \qquad (2.33)$$

Пример 2.4. Определить потери от протечек для ступени, рассмотренной в примере 2.2, если средний диаметр диафрагменного уплотнения (рис. 2.20) D_y = = 0,5 м, зазор δ = 0,6 мм, исходная форма — гребень с острыми кромками.

Площадь зазора для прохода пара

$$F_y = \pi D_y \delta = 3{,}14 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}6 \cdot 10^{-3}\ \text{м}^2.$$

По отношению $\delta/\Delta = 0{,}6/0{,}3 = 2$ с помощью кривой *7* на рис. 2.17 находим коэффициент расхода $\mu_y = 0{,}69$. Из соотношения (2.30) при числе гребешков $z = 7$ имеем

$$G_{1y} = \frac{0{,}69 \cdot 0{,}94 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{0{,}97 \cdot 0{,}0284\sqrt{7}}\, 100 = 0{,}89\ \text{кг/с}.$$

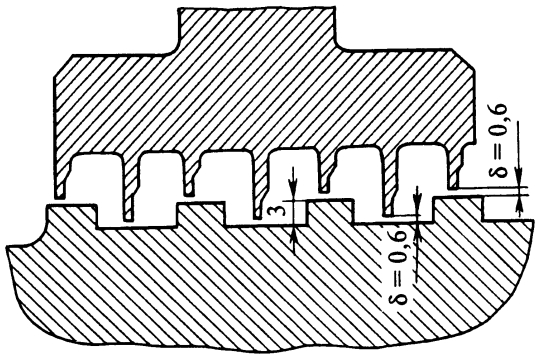


Рис. 2.20. Диафрагменное уплотнение (к примеру 2.4)

Если надбандажное уплотнение выполнить так, как показано на рис. 2.19, и принять типичные значения δ_2 = = 1,5 мм; $z = 2$, то по соотношению (2.31) получаем

$$G_{3y} = \frac{0{,}69 \cdot 1}{2} \frac{0{,}474 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{28{,}4 \cdot 10^{-3}} \sqrt{0{,}05 + 1{,}8 \frac{0{,}0448}{0{,}962}} =$$

= 0,3 кг/с,

где площадь зазора

$$F_y = \pi (d + l_2)\, \delta_2 = 3{,}14 \cdot (0{,}962 + 0{,}0448) \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-3} =$$

$= 0{,}00474\ \text{м}^2$.

Суммарная протечка

$$G_y = G_{1y} + G_{3y} = 0{,}89 + 0{,}3 = 1{,}19\ \text{кг/с}.$$

Относительная потеря от протечек

$$\xi_y = G_y / G = 1{,}19/100 = 0{,}012.$$

Пример 2.5. Определить изменение потерь от протечки при разработке диафрагменного уплотнения, рассмотренного в примере 2.4, до зазора $\delta' = 1$ мм при изменении формы гребешков до полукруглой (поз. *5* на рис. 2.17).

Протечка через уплотнение изменится пропорционально изменению зазора и коэффициенту расхода. Для изношенного уплотнения $\delta/\Delta = 0{,}33$; из рис. 2.17 (экстраполяция кривой *5*) получим $\mu_y = 0{,}92$. Тогда протечка через разработанное уплотнение

$$G'_{1y} = G_{1y} \frac{\mu'_y \delta'}{\mu_y \delta} = 0{,}89 \frac{0{,}92 \cdot 1}{0{,}69 \cdot 0{,}6} = 1{,}98\ \text{кг/с}.$$

Суммарная протечка

$$G_y = 1{,}98 + 0{,}3 = 2{,}28\ \text{кг/ с};$$

потери от протечек $\xi_y = 2{,}28/100 = 0{,}023$, т.е. увеличилась почти в 2 раза.

Потери на трение диска вызываются силами трения между вращающимся диском и паром. Они тем выше, чем больше окружная скорость $u_д$ диска, его диаметр $d_д$ и плотность среды, в которой вращается диск. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, определяется по формуле, Вт:

$$\Delta P_{тр} = k_{тр} \frac{u_д^3 d_д^2}{2 v_1}, \qquad (2.34)$$

где $k_{тр} = 0{,}6 \cdot 10^{-3}$, $u_д = \omega d_д / 2$ — окружная скорость, м/с; $d_д$ — диаметр диска, м; v_1 — удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Потери на трение определяются по формуле

$$\Delta H_{тр} = \Delta P_{тр} / G, \qquad (2.35)$$

а относительные потери на трение равны

$$\xi_{тр} = \Delta H_{тр} / E_0 . \qquad (2.36)$$

Если из работы лопаток ступени вычесть потери от протечек и трения, то получится внутренняя работа ступени, развиваемая на валу турбины:

$$l_{вн} = l_{ст} - \Delta H_{у} - \Delta H_{тр}.$$

Отношение внутренней работы ступени к ее располагаемой энергии называется относительным внутренним КПД ступени:

$$\eta_{oi} = l_{вн} / E_0 . \qquad (2.37)$$

Таким образом

$$\eta_{oi} = \eta_{о.л} - \xi_{у} - \xi_{тр}.$$

Пример 2.6. Определить относительный внутренний КПД ступени, рассмотренной в примерах 2.2—2.5.

Диаметр диска

$$d_д = d - l_2 = 0{,}962 - 0{,}0448 = 0{,}917 \text{ м}.$$

Окружная скорость на периферии диска

$$u_д = \pi d_д n = 3{,}14 \cdot 0{,}917 \cdot 50 = 144 \text{ м/с}.$$

Принимая $k_{тр} = 0{,}6 \cdot 10^{-3}$ и полагая $v_1 = 0{,}0854$ м^3/кг, подсчитаем по формуле (2.34) мощность, затрачиваемую на преодоление трения:

$$\Delta P_{тр} = 0{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot 144^3 \cdot 0{,}917^2 / (2 \cdot 0{,}0854) = 8{,}82 \text{ кВт}.$$

Потери от трения

$$\Delta H_{тр} = \Delta P_{тр} / G = 8{,}82/100 = 0{,}0882 \text{ кДж/кг};$$

$$\xi_{тр} = 0{,}0882/48{,}85 = 0{,}0018.$$

Следовательно,

$$\eta_{oi} = 0{,}884 - 0{,}12 - 0{,}0018 = 0{,}8702.$$

В последних ступенях турбин протекает влажный пар, что приводит к потерям от влажности и дополнительному снижению относительного внутреннего КПД. Капли влаги, особенно крупные, протекают через ступень по своим траекториям, отличным от траекторий течения пара. В частности, они вызывают тормозящий эффект, объясняемый с помощью рис. 2.21. Капли влаги, протекая через сопловую решетку, не успевают разогнаться до скорости пара, приобретают скорость $c_{1в} < c_1$ и в результате входят в рабочую решетку со скоростью $w_{1в}$, направленной навстречу окружной скорости движения диска u.

Имеющиеся исследования влияния влажности на относительный внутренний КПД показывают,

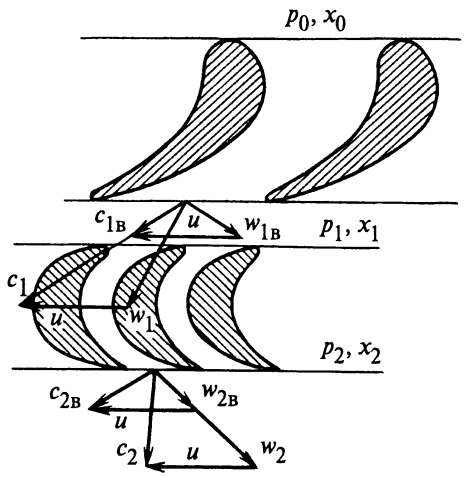


Рис. 2.21. Треугольники скоростей для паровой и водяной фаз влажного пара

что каждый дополнительный процент влажности снижает η_{oi} на 0,5—1 %, и в первом приближении его можно определить по соотношению

$$\eta_{oi}^{вл} = \eta_{oi}(1 - y_{ср} a), \qquad (2.38)$$

где $y_{ср}$ — средняя влажность в ступени; $\eta_{oi}^{вл}$ — КПД с учетом влажности; $a = 0{,}5$—$1{,}0$.

2.8. ДВУХВЕНЕЧНЫЕ СТУПЕНИ

Общий теплоперепад турбины определяется начальными и конечными параметрами пара. Выше мы видели, что оптимальное отношение $x_ф^{опт}$ позволяет эффективно сработать в одной ступени вполне определенный теплоперепад. Поэтому, чем он больше, тем меньше число ступеней будет в турбине и тем она будет дешевле. Для увеличения теплоперепада ступени можно несколько уменьшить $x_ф^{опт}$, однако при этом выходная скорость c_2 возрастет и, если она не может быть использована в последующей ступени, то потери увеличатся. Можно, однако, выполнить высокоэкономичную ступень, которая срабатывает большой теплоперепад.

Ступень, в которой расширение пара происходит в основном в сопловой решетке, а использование кинетической энергии пара — в двух рядах (венцах) рабочих лопаток, называется двухвенечной.

Конструкция двухвенечной ступени показана на рис. 2.22, *а*, а ее треугольники скоростей — на рис. 2.22, *б*. Пар, расширившись в сопловой решетке и пройдя первый ряд рабочих лопаток, выходит

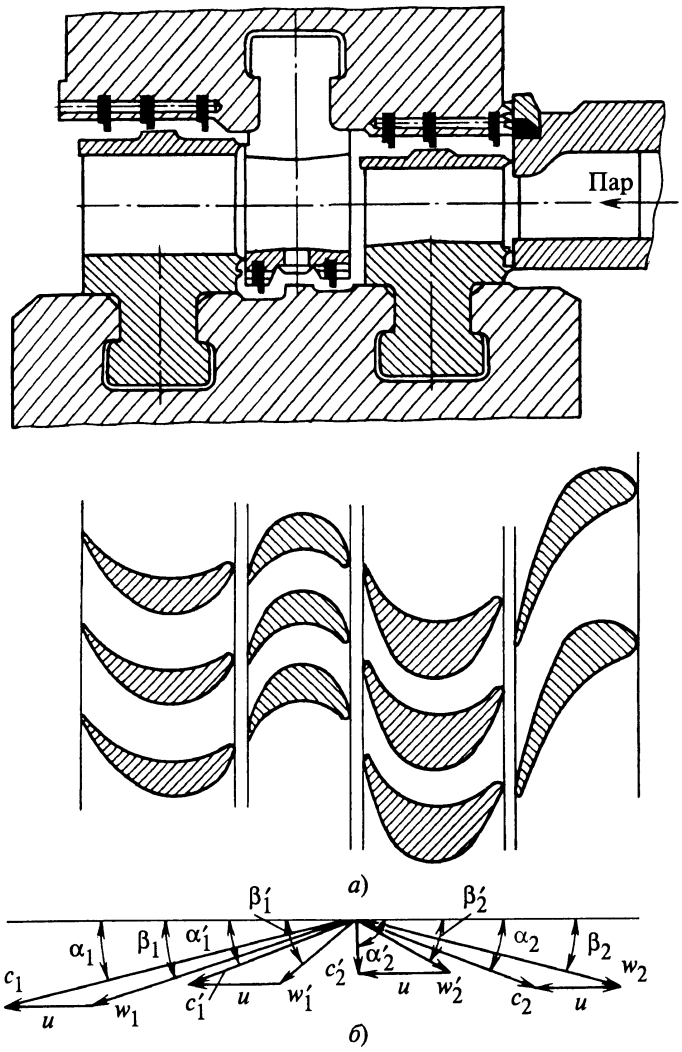


Рис. 2.22. Двухвенечная ступень
а — проточная часть и профили лопаток; *б* — треугольники скоростей

под малым углом α_2 со скоростью c_2 навстречу вращению. Поэтому за первым рядом рабочих лопаток устанавливают невращающийся поворотный лопаточный аппарат, в котором расширение пара почти не происходит, но который поворачивает поток и под углом α_1' со скоростью c_1' (а в относительном движении — под углом β_1') направляет его на второй ряд рабочих лопаток. В результате пар покидает ступень с достаточно малой скоростью c_2' под углом $\alpha_2' \approx 90°$.

Для определения условий, при которых $\alpha_2 = 90°$, рассмотрим чисто активную ступень, предположив отсутствие потерь в решетках. Для такой ступени должно быть: $\beta_2 = \beta_1$; $w_2 = w_1$; $\alpha_1' = \alpha_2$; $c_1' = c_2$; $\beta_2' = \beta_2$; $w_2' = w_1'$. Как видно из рис. 2.23, для осевого выхода потока из ступени должно выполняться соотношение $4u = c_1 \cos\alpha_1$. Так как $\alpha_1 = 12—18°$, то оптимальное отношение $u/c_1 \approx 0{,}25$. Если, однако, учесть обычно используемую небольшую реактивность, потери в решетках и рассматривать вместо отношения u/c_1 отношение $x_ф = u/c_ф$, то окажется, что для двухвенечной ступени оптимальное отношение скоростей составит $x_ф^{опт} = 0{,}2—0{,}28$ вместо 0,42—0,55 для одновенечной активной ступени.

Поскольку срабатываемый теплоперепад

$$H_0 = \frac{c_ф^2}{2} = \frac{1}{2}\left(\frac{u}{x_ф}\right)^2,$$

то, следовательно, *в двухвенечной ступени срабатывается теплоперепад примерно в 4 раза больший, чем в одновенечной.*

Аналогичным образом можно выполнить и трехвенечную ступень. Для нее $x_ф^{опт} = 1/6$, а срабатывает она теплоперепад примерно в 9 раз больший, чем одновенечная ступень. Однако с ростом числа венцов уменьшается КПД ступени (рис. 2.24). Поэтому даже двухвенечные ступени используются редко, когда преимущества уменьшения числа ступеней и снижения параметров пара за ступенью окупают

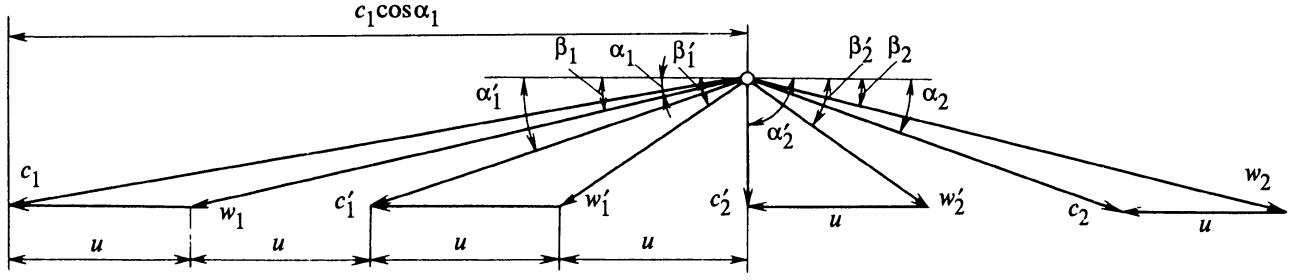


Рис. 2.23. Оптимальные треугольники скоростей для чисто активной двухвенечной ступени

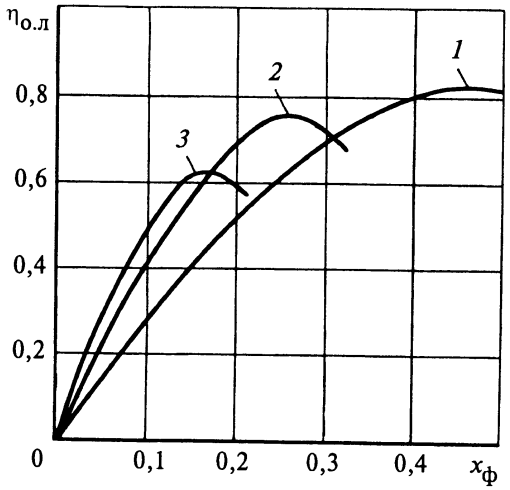


Рис. 2.24. Зависимость КПД ступени от отношения скоростей и числа венцов
1 — одновенечная, *2* — двухвенечная, *3* — трехвенечная ступени

потерю экономичности. Трехвенечные регулирующие ступени можно встретить только в очень простых турбинах, обычно вспомогательного назначения (например, для привода небольших питательных насосов), когда турбину удается выполнить из одной такой ступени.

В двухвенечной ступени имеются дополнительные потери в направляющем аппарате $\Delta H_н$ и втором ряду лопаток $\Delta H_р'$. Поэтому работа двухвенечной регулирующей ступени определяется соотношением

$$l_{ст} = \overline{H}_0 - \Delta H_с - \Delta H_р - \Delta H_н - \Delta H_р' - \Delta H_{в.с},$$

а относительный лопаточный и относительный внутренний КПД — соотношениями (2.28) и (2.37).

2.9. СТУПЕНИ С ЧАСТИЧНЫМ ПОДВОДОМ ПАРА

Во многих турбинах регулирование расхода пара осуществляется регулирующими клапанами, каждый из которых обеспечивает подвод пара к первой ступени лишь по части окружности. По мере открытия регулирующих клапанов дуга подвода пара увеличивается и при номинальном режиме может составлять 80—85 % всей окружности. Очень часто при всех полностью открытых регулирующих клапанах обеспечивается режим перегрузки турбины, но и в этом случае конструктивные возможности не позволяют в первой ступени подвести пар по всей окружности.

Ступени, у которых подвод пара производится по части окружности, называются ступенями с частичным (парциальным) подводом. Отношение дуги подвода пара (активной дуги) к длине окружности называется степенью парциальности:

$$e = z_1 t_1 / (\pi d), \qquad (2.39)$$

где z_1 — число сопл, расположенных с шагом t_1 на диаметре d.

Ступени, степень парциальности которых изменяется с пропуском пара, называются регулирующими.

В турбинах малой мощности на сравнительно низкие параметры пара парциальный подвод пара часто выполняют в стремлении обеспечить достаточную высоту решеток первых ступеней и исключить большие потери (см. рис. 2.9). Иногда даже во всей турбине все ступени делают с парциальностью e = 0,5, устанавливая сопловые решетки только в верхних половинах диафрагм.

В парциальных ступенях возникают дополнительные потери: потери на вентиляцию и потери на концах дуг подвода пара.

Потери на вентиляцию $\xi_в$ возникают из-за перемещения пара рабочими лопатками вне активной дуги подвода. Для их уменьшения в турбинах малой мощности, имеющих малую степень парциальности, выполняют кожух (рис. 2.25), ограничивающий объем камеры неактивного подвода и, следовательно, количество вентилируемого пара. Потери на вентиляцию прямо пропорциональны числу венцов ступени.

Потери на концах дуг подвода пара $\xi_{сегм}$ возникают из-за необходимости удаления из

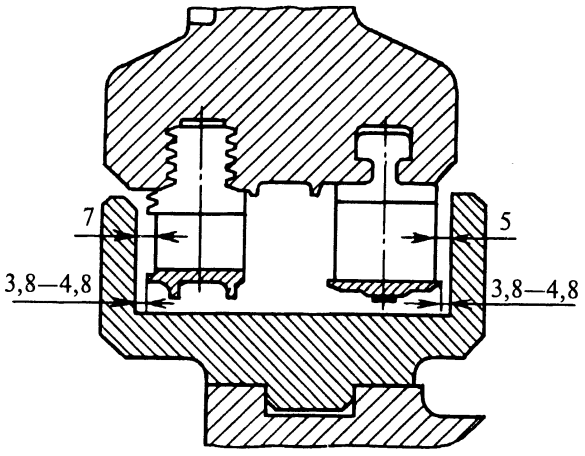


Рис. 2.25. Конструкция защитного кожуха для уменьшения вентиляционных потерь в ступенях с парциальным подводом

рабочих каналов застойного пара при их подходе к активной дуге подвода при вращении. Эти потери прямо пропорциональны числу дуг подвода пара.

Таким образом, сумма потерь

$$\xi_{\text{парц}} = \xi_{\text{в}} + \xi_{\text{сегм}}$$

представляет собой дополнительные потери в парциальной ступени. (Методы расчета потерь $\xi_{\text{в}}$ и $\xi_{\text{сегм}}$ можно найти в учебниках по турбинам для вузов и в специальной литературе.)

2.10. СТУПЕНИ БОЛЬШОЙ ВЕЕРНОСТИ

Пар, проходя через проточную часть турбины, расширяется, и его удельный объем увеличивается в несколько тысяч раз. Поэтому в первых ступенях турбины высота решеток составляет несколько десятков миллиметров, а в последних — более 1 м.

В первом случае веерность ступени l/d мала, и параметры и треугольники скоростей практически не изменяются по высоте.

Иная картина возникает в ступенях с большой веерностью, характерной для ступеней с длинными лопатками. При выходе из сопловой решетки (см. рис. 2.11, *б*) вектор скорости c_1 имеет осевую c_{1a} и окружную c_{1u} составляющие, которые заставляют частицы пара двигаться по винтовым траекториям, причем на каждую частицу пара действует центробежная сила, стремящаяся отбросить ее к периферии. В результате по радиусу в зазоре между сопловой и рабочей решетками устанавливается распределение давления, уравновешивающее центробежную силу частиц пара. Таким образом, давление пара p_1 в зазоре увеличивается от корневого сечения к периферийному (рис. 2.26).

Наоборот, как видно из рис. 2.11, *б* окружная составляющая скорости c_2 на выходе из правильно спроектированной ступени мала, и поэтому давление p_2 практически постоянно по высоте. Постоянным будет и давление p_0 на входе в ступень.

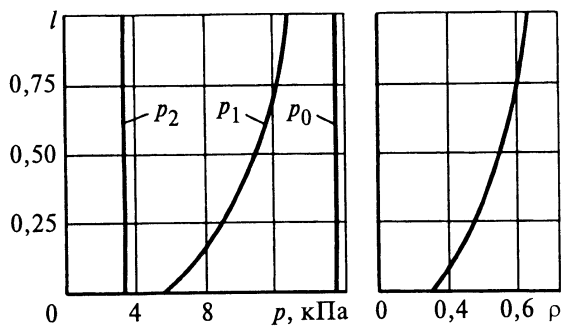


Рис. 2.26. Изменение параметров по высоте ступени с длинными лопатками

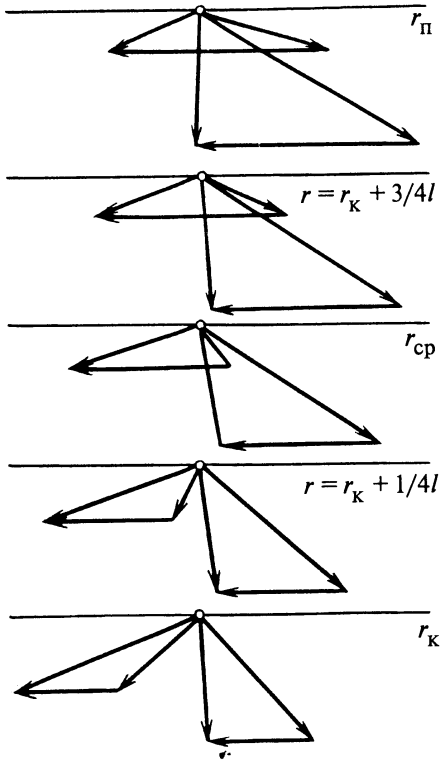


Рис. 2.27. Треугольники скоростей для ступени с длинными лопатками

$r_{\text{к}}$ — радиус корня; $r_{\text{п}}$ — радиус периферии лопатки

Таким образом, при практически неизменных по высоте давлениях p_0 и p_2 и, следовательно, теплоперепадах на различных радиусах из-за переменности давления в зазоре реактивность ρ будет возрастать от корневого сечения к периферийному.

Изменение степени реактивности и окружной скорости по высоте ступени приводит к существенному изменению треугольников скоростей (рис. 2.27). Действительно, в корневом сечении ступени реактивность обычно мала и треугольники скоростей имеют обычный вид. На периферии, где ρ может достигать 65—70 %, вектор скорости c_1 будет малым, а w_2 очень большим. Сильно по высоте изменится и угол входа на рабочую лопатку: если в корневом сечении он составляет $\beta_1 = 25 — 40°$, то в периферийном сечении он может достигать 120—160°. Меняется и разность углов β_2 и β_1, поэтому для корневого сечения требуется сильно изогнутый, а для периферийного — почти прямой профиль. Одним словом, *для ступеней большой веерности из-за изменения треугольников скоростей для обеспечения высокой экономичности требуется изменять профили сопловых и рабочих лопаток по высоте.* Эти требования усугубляются необходимостью

обеспечения достаточной прочности и технологичности изготовления рабочих лопаток.

2.11. НЕОБХОДИМОСТЬ И ПРЕИМУЩЕСТВА МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ КОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ

Располагаемый теплоперепад турбины зависит от ее начальных и конечных параметров. На рис. 2.28 показаны типичные процессы расширения пара для двух типов турбин: на сверхкритические начальные параметры пара с промежуточным перегревом и без него. Если подсчитать располагаемый теплоперепад по отдельным цилиндрам турбины, как указано на рис. 2.28, то для рассмотренных турбин он окажется равным 1800 и 1300 кДж/кг.

Выше мы видели, что условием высокого КПД ступени является ее выполнение с оптимальным отношением скоростей $x_ф = u/c_ф$. Условия прочности вращающегося ротора в области высоких температур ограничивают окружную скорость величиной $u = 180 — 200$ м/с. Если для оценки принять оптимальное отношение $x_ф = 0{,}5$, то скорость $c_ф$ должна быть равной

$$c_ф = u/x_ф = 200/0{,}5 = 400 \text{ м/с},$$

и максимальный теплоперепад, который возможно переработать в одной ступени с достаточной экономичностью, составит

$$H_0 = 400^2/2 = 80 \text{ кДж/кг}.$$

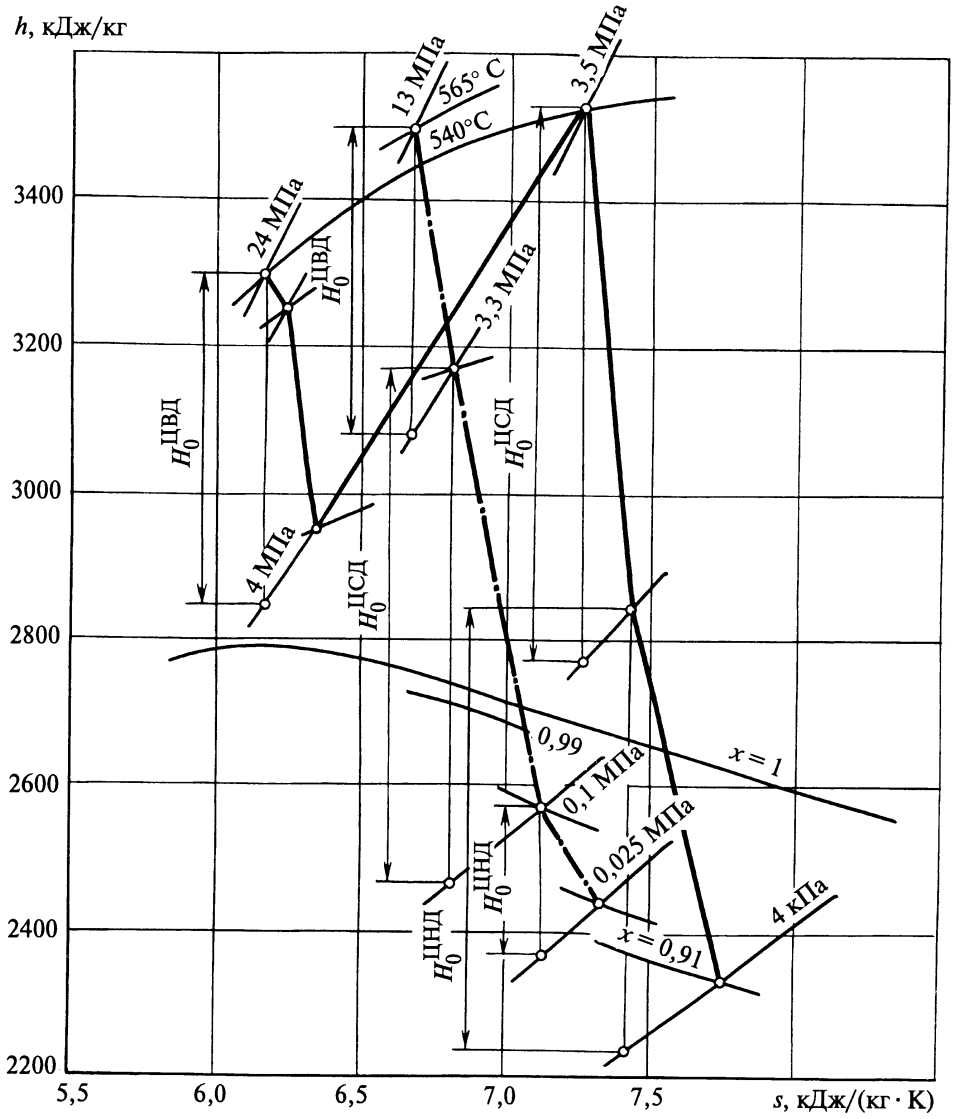


Рис. 2.28. Типичные процессы расширения в турбине СКД с промежуточным перегревом (сплошные линии) и в турбине без промперегрева (штрих-пунктирные линии)

Это значение существенно меньше располагаемого теплоперепада всей турбины, что предопределяет ее многоступенчатую конструкцию.

Таким образом, многоступенчатая конструкция паровой турбины позволяет срабатывать в каждой ступени небольшую часть общего теплоперепада турбины при одновременном обеспечении высокого КПД ступеней и турбины в целом и ее механической прочности.

Совокупность решеток последовательно установленных ступеней называется проточной частью турбины.

Выполнение многоступенчатой конструкции позволяет получить и ряд других дополнительных преимуществ.

Кинетическая энергия пара $c_2^2/2$, с которой пар покидает ступень, не вырабатывает энергии в рассматриваемой ступени, но может быть использована в значительной степени в последующей ступени. В этом случае потери с выходной скоростью будут только в тех ступенях, в которых выходная скорость не используется. В частности, это относится к последней ступени, теплоперепад которой при многоступенчатой конструкции составляет лишь небольшую часть общего теплоперепада турбины.

Выше отмечалось, что регенеративный подогрев питательной воды приводит к увеличению термического КПД цикла и соответственно абсолютного электрического КПД турбоустановки. Анализ регенеративного цикла Ренкина показывает, что экономически целесообразно вести подогрев питательной воды не в одном подогревателе с использованием пара высоких параметров, а в нескольких последовательно включенных подогревателях, подбирая греющий пар в соответствии с достигнутой температурой питательной воды. Чем более низких параметров пар будет взят из турбины, тем большую работу в ней он произведет, не потеряв при этом свою теплоту конденсации. Многоступенчатая конструкция позволяет организовать такие последовательные отборы пара на регенеративные подогреватели, турбины питательных насосов и воздуходувок котла, деаэраторы, внешним потребителям теплоты и т.д.

Использование многоступенчатой конструкции имеет и другие преимущества, которые мы рассмотрим ниже.

Вместе с тем многоступенчатые турбины имеют и недостатки. Они дороже и сложнее, требуют более подготовленого персонала для их изготовления, наладки и эксплуатации.

2.12. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Электрическая мощность, развиваемая турбоагрегатом, не имеющим отборов пара, определяется соотношением

$$P_э = G H_0^{турб} \eta_{о.э}, \qquad (2.40)$$

где G — расход пара через турбину.

Внутренняя мощность турбины с отборами пара выражается как сумма мощностей отдельных отсеков проточной части, каждый из которых имеет свой расход пара, свой теплоперепад и свой относительный внутренний КПД.

Из соотношения (2.40) следует, что на мощность турбины принципиально можно повлиять, изменяя расход пара через турбину или ее отсеки, ее теплоперепад за счет начальных или конечных параметров пара, а также расход и теплоперепад проточной части турбины одновременно. Чаще всего реализуется третий способ, причем изменению подвергаются только начальные параметры пара.

Система подачи пара в турбину называется системой парораспределения, или просто парораспределением. Конструктивно парораспределение реализуется с помощью регулирующих клапанов. При изменении степени их открытия изменяется площадь для прохода пара и, следовательно, его расход. При частичном открытии регулирующего клапана происходит дросселирование пара, что приводит к уменьшению теплоперепада проточной части турбины. Таким образом, в общем случае при регулировании нагрузки клапанами происходит изменение и расхода пара, и теплоперепада проточной части турбины.

Для современных теплофикационных турбин в основном используют два вида парораспределения: дроссельное и сопловое.

При дроссельном парораспределении (рис. 2.29, *а*) весь пар, подводимый к турбине, после дросселирования в одном или нескольких одновременно открывающихся регулирующих клапанах подается в общую сопловую камеру. Из этой камеры пар поступает к соплам первой ступени, выполненной, как правило, с полным подводом пара. Таким образом, *характерным признаком дроссельного парораспределения является отсутствие в турбине первой специально выделенной ступени, в которой изменяется степень парциальности.* При дроссельном парораспределении пар к первой

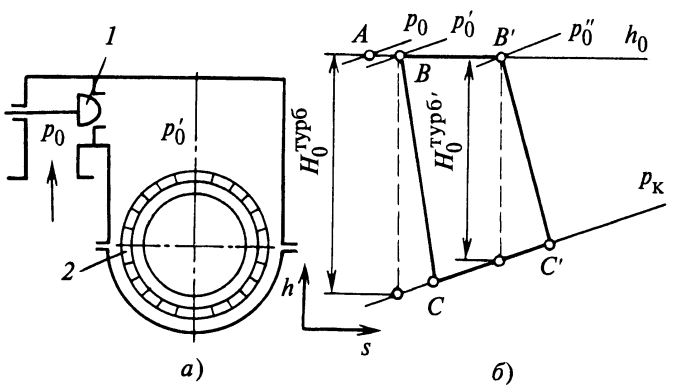


Рис. 2.29. Схема дроссельного парораспределения (*а*) и процессы расширения пара в турбине при различных степенях открытия дроссельного клапана (*б*)
1 — дроссельный регулирующий клапан; *2* — сопла первой ступени

ступени подводится либо по всей окружности ($e = 1$), либо при установке так называемых сопловых коробок почти по всей окружности.

На рис. 2.29, *б* показан процесс расширения пара в турбине с дроссельным парораспределением. При полной нагрузке, когда регулирующие клапаны полностью открыты, давление p_0' за ним отличается от давления перед ними всего на несколько процентов и турбина имеет располагаемый теплоперепад $H_0^{турб}$. При закрытии регулирующих клапанов в них происходит процесс дросселирования AB', при котором давление p_0'' за клапаном становится существенно меньше, чем p_0. В результате располагаемый теплоперепад турбины станет равным $H_0^{турб'}$ и существенно меньшим $H_0^{турб}$. Таким образом, *при дроссельном парораспределении мощность турбины изменяется не только за счет уменьшения расхода пара, но и за счет уменьшения теплоперепада проточной части турбины.*

Уменьшение теплоперепада из-за дросселирования приводит к уменьшению работоспособности пара, которое зависит от двух факторов: относительного пропуска пара G/G_0 (G_0 — расход через полностью открытый клапан) и отношения давлений $p_к/p_0$ ($p_к$ — давление за турбиной). Чем меньше относительный расход G/G_0, тем больше дросселирование и потери от него. Чем больше отношение давлений $p_к/p_0$, тем меньше теплоперепад $H_0^{турб}$ и, следовательно, больше его относительное изменение, т.е. снижение КПД из-за дросселирования. Именно поэтому дроссельное парораспределение никогда не используется в турбинах с противодавлением и даже в теплофикационных турбинах с отборами пара и конденсацией, которые большую часть года работают в режиме с противодавлением.

Важными преимуществами дроссельного парораспределения являются его простота (можно обойтись одним — двумя дроссельными клапанами), высокая экономичность при полном открытии клапанов (из-за отсутствия регулирующей ступени) и высокая надежность рабочих лопаток первой ступени из-за подвода пара по всей окружности.

При сопловом парораспределении увеличение расхода пара через турбину достигается последовательным открытием регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своей группе сопл, расположенных в одной сопловой коробке, занимающей часть окружности.

Схема соплового парораспределения показана на рис. 2.30. По мере открытия клапана № 1 в нем происходит процесс дросселирования точно такой же, как и при дроссельном парораспределении. Однако при его полном открытии давление за ним практически совпадает с давлением до него, и потери, связанные с дросселированием, исчезают. Затем (или несколько раньше) начинает открываться регулирующий клапан № 2, в нем будет происходить дросселирование и давление за ним p_0'' будет меньше, чем давление p_0 перед клапаном. Таким образом, *при сопловом парораспределении дросселиро-*

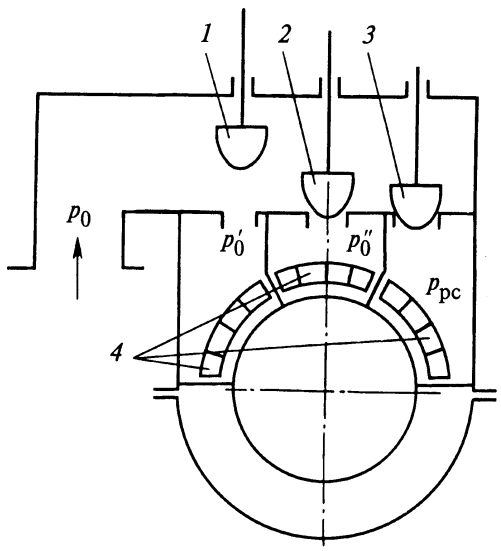


Рис. 2.30. Схема соплового парораспределения
1, 2, 3 — регулирующие клапаны соответственно № 1, 2 и 3; *4* — группы сопл

ванию подвергается только та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан. Только тогда, когда в работе находится один или, как это часто бывает, два одновременно закрывающихся клапана, и дросселированию подвергается весь поступающий к турбине пар, сопловое парораспределение становится дроссельным с той лишь разницей, что пар подводится по части окружности.

Характерным конструктивным признаком соплового парораспределения является наличие регулирующей ступени, т.е. выделенной ступени с изменяющейся степенью парциальности.

Главное преимущество соплового парораспределения — сохранение высокой экономичности при отклонении режима работы от номинального из-за малых потерь от дросселирования в полностью открытых регулирующих клапанах.

Однако сопловое парораспределение имеет и существенные недостатки. Его экономичность при полном открытии регулирующих клапанов оказывается ниже, чем при дроссельном, из-за потерь, связанных с парциальным подводом пара. Парциальность создает высокий уровень переменной силы, действующей на рабочие лопатки, из-за того, что они попеременно проходят перед активными и неактивными дугами подвода пара. Это снижает вибрационную надежность рабочих лопаток.

Для теплофикационных турбин используют только сопловое парораспределение, что связано со значительными, часто независимыми изменениями тепловой и электрической нагрузок и соответственно расхода свежего пара. При этом число регулирующих клапанов часто выполняют большим, чем в конденсационных турбинах.

И при сопловом, и при дроссельном парораспределении регулирующими клапанами управляет либо машинист турбины, переставляя их с помощью механизма управления турбиной, либо система автоматического регулирования турбины. Если отключить систему управления турбиной, предварительно открыв все регулирующие клапаны для исключения дросселирования, то можно изменить мощность турбины путем изменения параметров пара перед ней за счет изменения паропроизводительности котла, например, изменением подачи в котел питательной воды и топлива. Такой способ изменения мощности называется **регулированием мощности скользящим давлением**, так как при его использовании вместе с изменением расхода пара из котла изменяется давление перед турбиной; при этом температуру пара для обеспечения надежной работы турбины принудительно поддерживают постоянной. *При регулировании мощности турбины скользящим давлением изменяется теплоперепад турбины, а расход через нее изменяется пропорционально начальному давлению.* При регулировании мощности турбины скользящим давлением, т.е. котлом принципиально нет необходимости в установке на паропроводах между котлом и турбиной регулирующих клапанов. Однако при этом практически невозможно регулировать частоту вращения ротора турбины при ее развороте и поддерживать расход пара при малых нагрузках, когда котел работает неустойчиво. Поэтому все турбины, независимо от типа парораспределения, в том числе и работающие при скользящем давлении снабжают регулирующими клапанами. *При работе в режиме скользящего давления регулирующие клапаны открыты и в регулировании мощности турбины не участвуют.* Подчеркнем, что турбина, работающая в режиме скользящего давления, все равно выполнена либо как турбина с сопловым, либо как с дроссельным парораспределением.

Несмотря на целый ряд преимуществ, скользящее давление имеет и серьезные недостатки. Тепловая инерция котельной установки велика, и поэтому турбоагрегат не может изменять свою мощность быстро, особенно в сторону увеличения в соответствии с требованием энергосистемы. Пригоден этот способ только для блочных установок, в которых турбины и котлы не связаны поперечными связями.

В тех случаях, когда возникает частая необходимость получать от турбины максимальную мощность либо при сниженных начальных параметрах пара (вследствие неудовлетворительной работы котла), либо при повышенной теплофикационной нагрузке (например, при очень низкой температуре окружающего воздуха), либо при повышенном противодавлении используют **обводное парораспределение**.

На рис. 2.31, *а* показана схема парораспределения с внешним обводом. Номинальная мощность турбины обеспечивается при полном открытии регулирующего клапана (или группы клапанов) *1*, которые реализуют чаще всего сопловое парораспределение. Для перегрузки турбины открывается обводной клапан (чаще всего один) *2*, давление за обведенной группой ступеней возрастает, а так как проходное сечение последующих ступеней больше, чем обведенных, то возрастает расход пара через ступени, расположенные за обведенными ступенями. Конечно, расход пара и мощность, вырабаты-

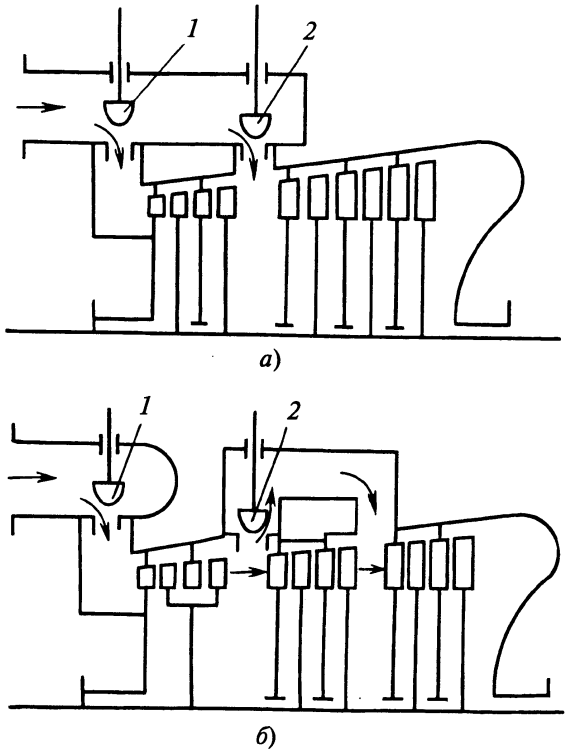


Рис. 2.31. Схемы обводного парораспределения с внешним (*а*) и внутренним (*б*) обводом

ваемая обведенными ступенями, уменьшаются, но в целом обеспечивается перегрузка турбины.

Парораспределение с внутренним обводом (см. рис. 2.31, *б*) отличается только тем, что используется пар, частично отработавший в турбине.

При любом типе обводного парораспределения должен быть обеспечен гарантированный проток пара через обводимые ступени во избежание их опасного разогрева за счет трения.

2.13. ПРЕВРАЩЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В РАБОТУ В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Схема проточной части многоступенчатой турбины активного типа показана на рис. 2.32. Пар из нескольких сопловых коробок с давлением p_0' поступает в первую, регулирующую ступень, работающую при переменной парциальности.

Регулирующая ступень обычно выполняется увеличенного диаметра с минимально возможным по условиям экономичности отношением $x_ф = u/c_ф$. В тех турбинах, где допустимо снижение экономичности, устанавливают двухвенечную регулирующую ступень, которая позволяет сработать в регулирующей ступени увеличенный теплоперепад, что уменьшает теплоперепад ступеней, следующих за

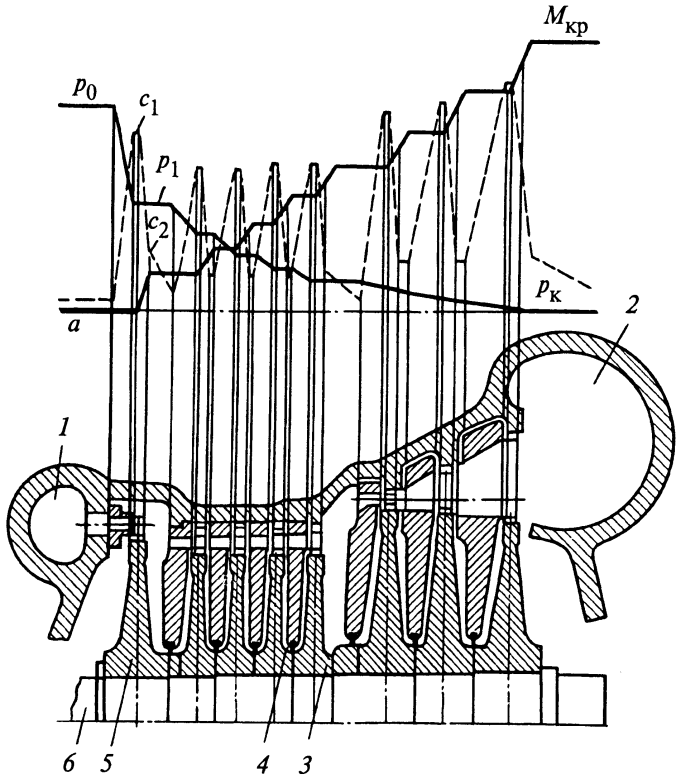


Рис. 2.32. Изменение давлений, скоростей и крутящего момента вдоль турбины

1 — сопловая коробка; *2* — выходной патрубок; *3* — диск промежуточной ступени; *4* — диафрагма; *5* — диск регулирующей ступени; *6* — вал

ней, и, следовательно, их число и длину турбины. Это приводит к ее удешевлению. Срабатывание увеличенного теплоперепада в регулирующей ступени сопровождается уменьшением температуры и давления за ней, что позволяет применить для деталей турбины менее легированные и, следовательно, более дешевые стали. Наконец, снижение давления уменьшает утечку пара через переднее концевое уплотнение (если регулирующая ступень примыкает к нему), позволяет сделать корпус турбины и его фланцы более тонкими.

Характерная особенность регулирующей ступени — ее малая реактивность, исключающая большой перепад давления на ее диск и большие протечки пара через каналы рабочих лопаток в области неактивной дуги подвода пара.

Считается, что выходная скорость за регулирующей ступенью полностью теряется, а пар, выходящий из дуг подвода с различной степенью открытия регулирующих клапанов и имеющий различную температуру, полностью перемешивается в камере за ней.

Из камеры регулирующей ступени пар последовательно направляется в нерегулируемые ступени, т.е. ступени с постоянной степенью парциальности, почти всегда равной единице. По мере расширения пара его удельный объем возрастает, и поэтому увеличивается необходимая площадь для прохода пара. Для ее обеспечения увеличивают как диаметр ступени, так и высоту лопаток. Наибольшую площадь для прохода пара имеет последняя ступень турбины, из которой пар с давлением $p_к$ поступает в выходной патрубок (см. рис. 2.32) и покидает турбину.

На рабочих лопатках каждой из ступеней за счет срабатывания теплоперепада возникает окружная сила, создающая крутящий момент $M_{кр}$. Суммируясь от ступени к ступени, крутящий момент (см. рис. 2.32) растет, достигая своего максимального значения на выходном валу, и используется для привода электрического генератора или другой машины.

Процесс расширения пара в рассмотренной турбине в h, s-диаграмме показан на рис. 2.33. Отрезок OA изображает процесс расширения пара от начальных параметров до состояния в камере регулирующей ступени. Он отклоняется от изоэнтропы OK из-за потерь. Конечная точка A расширения является начальной точкой для процесса расширения в первой нерегулируемой ступени и т.д. В результате пар расширяется до давления $p'_к$ и сухости $x_к$.

При внимательном рассмотрении h, s-диаграммы (см. рис. 1.9) можно убедиться, что с увеличением энтропии s вертикальные расстояния между изобарами увеличиваются. Применительно к процессу расширения пара это означает, что реальный располагаемый теплоперепад H'_0 некоторой ступени больше, чем располагаемый теплоперепад H_0 этой же ступени при протекании процесса расширения по изоэнтропе OK. Таким образом, сумма располагаемых теплоперепадов всех ступеней за счет возникающих в них потерь оказывается больше, чем располагаемый теплоперепад турбины H'_0 и потери энергии как бы частично возвращаются (3—5 % располагаемого теплоперепада). Это явление называется возвратом тепла.

Рассмотренный процесс расширения пара относится только к проточной части турбины. Однако прежде чем пар поступит к соплам регулирующей ступени, ему необходимо пройти стопорный и регулирующий клапаны, в которых происходит потеря давления и, следовательно, работоспособности пара. Из рис. 2.34 видно, что пар, поступая к стопор-

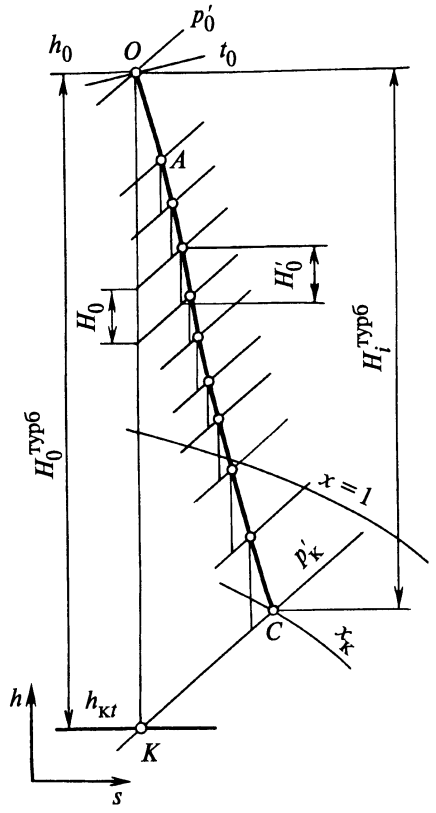


Рис. 2.33. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине в h, s-диаграмме

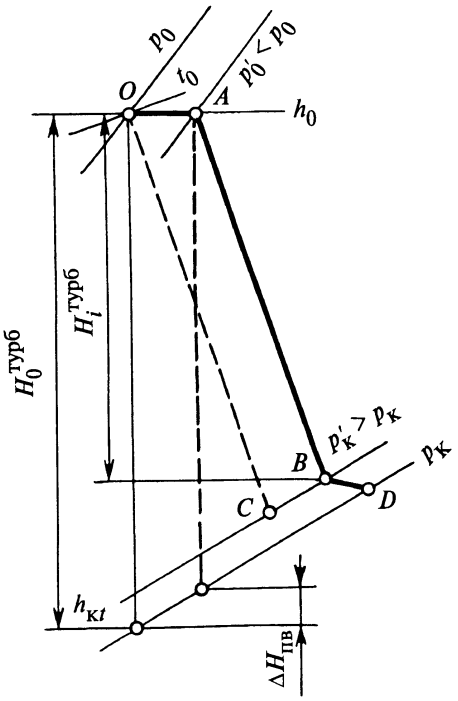


Рис. 2.34. Влияние потерь при впуске и выходе пара на КПД турбины

ному клапану с давлением p_0 на входе в проточную часть имеет давление p_0', меньшее p_0, вследствие чего располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{турб}}$ уменьшается на значение, равное потерям энергии в паровпуске $\Delta H_{\text{пв}}$. При правильно выполненном стопорном клапане и элементах паровпуска потеря давления на расчетном режиме не превышает 3—4 % начального.

Пару, выходящему из последней ступени, необходимо преодолеть аэродинамическое сопротивление выходного патрубка. В правильно выполненном выходном патрубке это осуществляется за счет кинетической энергии $c_2^2/2$ потока пара, выходящего из последней ступени. В этом случае давление $p_{\text{к}}$ на выходе из выходного патрубка будет совпадать с давлением за последней ступенью. Иногда патрубок можно выполнить так, чтобы не только преодолеть аэродинамическое сопротивление патрубка, но и восстановить давление, т.е. преобразовать часть кинетической энергии в давление. В этом случае можно получить давление за последней ступенью $p_{\text{к}}'$ даже меньшее, чем $p_{\text{к}}$ на выходе из патрубка.

Чаще всего, однако, кинетической энергии $c_2^2/2$ не хватает на преодоление аэродинамического сопротивления патрубка, и поэтому за последней ступенью турбины устанавливается давление $p_{\text{к}}'$, большее $p_{\text{к}}$ (рис. 2.34). Тогда конечной точкой процесса расширения пара в проточной части будет точка B, а на выходе из патрубка — точка D. Используемый теплоперепад в турбине $H_i^{\text{турб}}$ будет меньше, что снизит мощность и КПД турбины.

2.14. КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ТУРБИНЫ

В местах выхода вала из корпуса турбины устанавливаются концевые уплотнения. В областях высоких давлений уплотнения ограничивают выход пара из турбины, а в областях, находящихся под давлением ниже атмосферного, препятствуют подсосу атмосферного воздуха в турбину и конденсатор, обеспечивая их нормальную работу.

Лабиринтные концевые уплотнения принципиально не отличаются от рассмотренных выше лабиринтных диафрагменных уплотнений. Главное отличие состоит в отношении давлений после и до уплотнения. В диафрагменном уплотнении оно составляет 0,85—0,9, в то время как для концевого уплотнения оно в сотни раз меньше. Поэтому концевые уплотнения обеспечивают малую утечку лишь при достаточно большом числе гребешков, достигающем нескольких десятков. При этом часть длины вала, занятая концевыми и промежуточными уплотнениями, может составлять 40 % длины вала и более.

Концевое уплотнение организуется так, чтобы исключить попадание пара в машинный зал даже в самых малых количествах, так как при этом теряется не только рабочее тело, которое надо восполнять на водоподготовительных установках, но и повышается влажность в машинном зале, появляется опасность попадания пара в корпуса стоящих рядом подшипников и обводнения масла.

Схема переднего концевого уплотнения для части цилиндра, работающей под давлением, показана на рис. 2.35 Все уплотнение разделяется на отдельные камеры. В предпоследние камеры подается уплотняющий пар с регулируемым давлением, несколько большим атмосферного. Из последней камеры пар отсасывается с помощью эжектора уплотнений, и в ней создается небольшое разрежение.

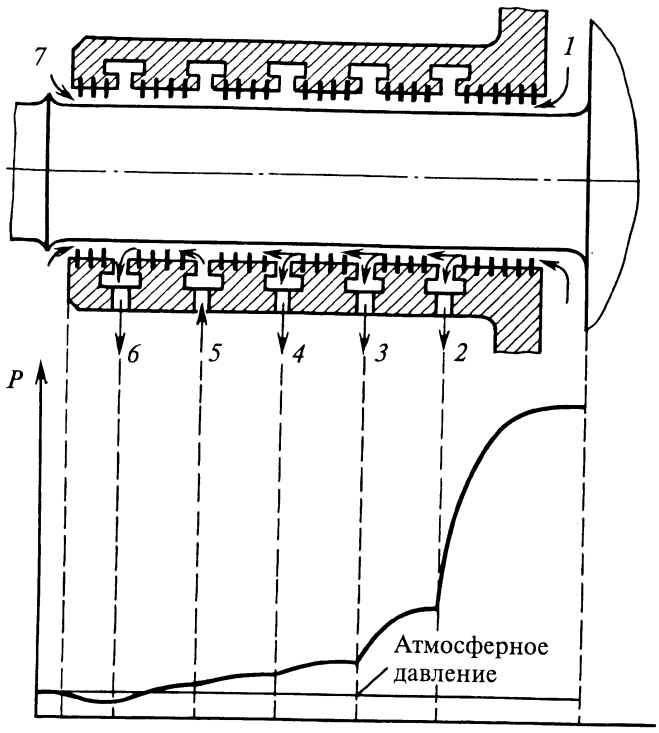


Рис. 2.35. Схема переднего концевого уплотнения ротора ЦВД мощной турбины

1 — пар из камеры регулирующей ступени; *2*, *3*, *4* — отсосы пара в подогреватели; *5* — пар от регулятора давления; *6* — отсос пара в вакуумный эжекторный холодильник; *7* — подсос воздуха из атмосферы

Таким образом, из последней камеры отсасывается пар, поступающий из предпоследней камеры, и воздух, подсасываемый из атмосферы, но пар из турбины не может выйти в машинный зал. Промежуточные камеры уплотнения соединяют с паровым пространством регенеративных подогревателей, направляя в них пар из турбины. Тем самым утилизируется теплота отсасываемого пара.

Аналогичным образом организовано и концевое уплотнение части вала, находящегося под разрежением. Разница состоит лишь в том, что оно имеет только две камеры: подачи уплотняющего пара и отсоса смеси пара и атмосферного воздуха.

2.15. МНОГОЦИЛИНДРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Одноцилиндровой паровую турбину удается выполнить только в некоторых случаях.

Если общий теплоперепад турбины $H_0^{\text{турб}}$ достаточно большой, то для его рационального использования потребуется много ступеней. При этом, если выполнить турбину в одном цилиндре, то потребуется очень длинный ротор с большим расстоянием между опорными подшипниками. Ротор турбины будет гибким, и его вибрационные характеристики будут неудовлетворительными. Поэтому при большом теплоперепаде расширение пара осуществляют в нескольких цилиндрах, ротора которых имеют умеренную длину и опираются на свои подшипники.

Располагаемый теплоперепад определяется параметрами пара перед турбиной и за ней. Поэтому турбины с противодавлением всегда выполняют одноцилиндровыми.

Другим параметром, определяющим число цилиндров, является объемный расход пара через последнюю ступень. Чем больше мощность турбины $P_э$ и чем меньше давление $p_к$ в конденсаторе, тем при выбранных начальных параметрах больше объемный расход пара на выходе из турбины. Для пропуска этого количества пара требуется кольцевая площадь выхода

$$\Omega = \pi d l_2 = G_к v_к / c_{2a}, \qquad (2.41)$$

определяемая допустимой по соображениям экономичности потерей с выходной скоростью за последней ступенью. С другой стороны, выполнить ступень с большим диаметром и большой высотой лопатки невозможно, так как большие центробежные силы приведут к отрыву лопатки. Поэтому по достижению паром при его расширении определенного объема его разделяют на несколько потоков. В простейшем случае таких потоков будет два и их конструктивно объединяют в отдельный двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД), схема которого показана на рис. 2.36.

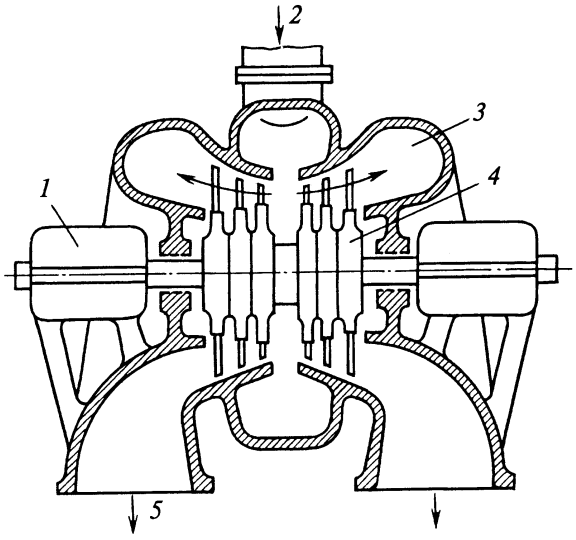


Рис. 2.36. Конструктивная схема двухпоточного ЦНД
1 — подшипник; *2* — вход пара; *3* — выходной патрубок; *4* — ротор; *5* — выход пара в конденсатор

Для мощных конденсационных турбин, работающих длительное время с полной нагрузкой, число двухпоточных ЦНД может достигать трех (например, в турбинах ЛМЗ К-800-23,5 и К-1200-23,5). В теплофикационных турбинах, даже весьма большой мощности, больше одного ЦНД не делают, так как конденсационный режим работы таких турбин реализуется только в относительно короткое летнее время, а в остальное время турбина работает в режиме противодавления с минимальным пропуском пара в последние ступени турбины. Поэтому целесообразнее сэкономить на изготовлении турбины, выполняя ее с одним ЦНД, хотя и несколько потерять на расходе топлива при летнем режиме эксплуатации.

К многоцилиндровой конструкции естественным путем приводит и использование промежуточного перегрева пара, когда пар выводится из турбины в котел и затем возвращается в турбину. Конструктивно это проще всего осуществить, выполняя цилиндр высокого (ЦВД) и среднего давлений (ЦСД).

Из теплофикационных турбин наибольшее число цилиндров имеет турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ. Она имеет четыре цилиндра: ЦВД, два ЦСД и ЦНД.

2.16. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В ТУРБИНЕ

В ступени активного типа, всегда выполняемой с большей или меньшей реактивностью, возникает разность давлений на рабочем диске, создающая осевое усилие. Осевые усилия складываются от диска к диску (рис. 2.37, *а*), и в результате, если не принять специальных мер, суммарное осевое усилие окажется настолько большим, что его не сможет выдержать ни один опорный подшипник.

Как уже отмечалось, в ЦВД и ЦСД рабочие диски выполняют с разгрузочными отверстиями, уменьшающими разность давлений на диске. Однако разгрузочные отверстия, даже большого размера, обладают определенным аэродинамическим сопротивлением, из-за чего все-таки поддерживается некоторая разность давлений. В дисках ротора ЦНД разгрузочных отверстий, как правило, не делают, так в нем абсолютные давления малы и соответственно невелики абсолютные перепады давления на диски.

Радикальным способом уменьшения осевого усилия является использование симметричной (двухпоточной) конструкции цилиндров, показанной на рис. 2.36. Поскольку добиться полной симметрии в расходах пара и зазорах в проточной части по потокам невозможно, то даже в двухпоточной конструкции возникают осевые усилия. Кроме того, двухпоточная конструкция неприменима при малых объемных пропусках пара, обусловливающих малые высоты лопаток в ЦВД и большие потери.

Для разгрузки ротора от осевого усилия чаще всего используют разгрузочный «поршень» — думмис, схема работы которого показана на рис. 2.37, *б*. Диаметр «поршня» $d_п$ выполняют большим, чем диаметр вала d_1 под диафрагмой второй ступени. В результате на кольцевую поверхность, расположенную вне окружности диаметра $d_п$, будет действовать осевое усилие $R_д$, обусловленное разностью давлений $(p_1' - p_2)$ и направленное по потоку пара, а на кольцевую поверхность $\pi(d_п^2 - d_1^2)/4$ будет действовать давление p_2 за ступенью, в результате чего возникнет разгружающая сила

$$R_р' = p_2\pi(d_п^2 - d_1^2)/4,$$

действующая справа налево и направленная против основного осевого усилия $R_у$, действующего слева направо. Чем больше разность диаметров $d_п$ и d_1, тем больше разгрузочная сила. Поскольку диаметр $d_п$ оказывается больше диаметра вала d_2, выходящего из цилиндра, на ротор будет действовать дополнительная нагружающая осевая сила

$$R_у' = p_x\pi(d^2 - d_2^2)/4,$$

вызванная давлением p_x. Для ее уменьшения камеру A связывают трубопроводом с промежуточной ступенью или выходным патрубком.

Суммарное осевое усилие, действующее на ротор,

$$R_{ос} = R_у + R_у' - R_р',$$

где $R_у$ — суммарное осевое усилие, действующее на диски турбины.

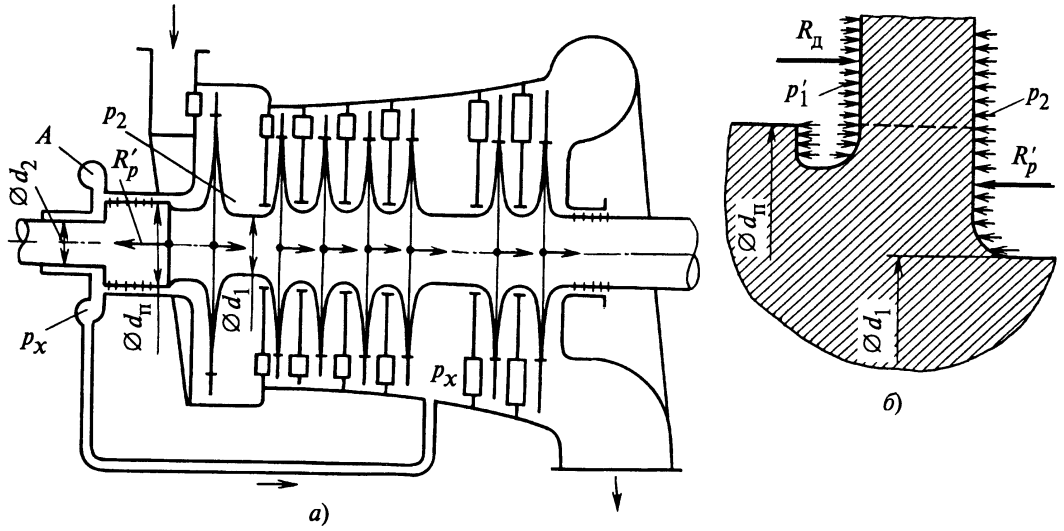


Рис. 2.37. Уменьшение осевого усилия с помощью разгрузочного поршня в турбине активного типа

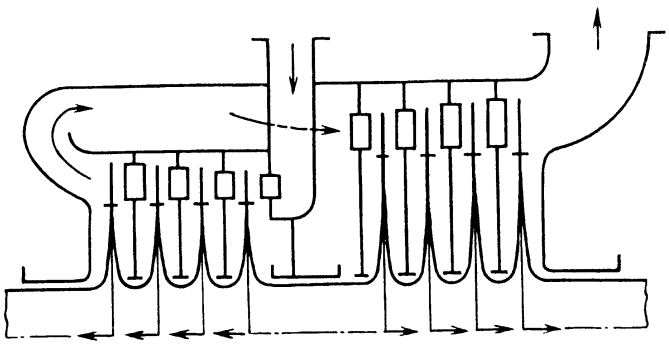


Рис. 2.38. Конструктивная схема противоточного ЦВД

Диаметр $d_{\text{п}}$ подбирают так, чтобы создать разгружающую силу $R'_{\text{р}}$, которая бы обеспечила бы малое результирующее осевое усилие $R_{\text{ос}}$, действующее на упорный подшипник.

Разгрузка ротора цилиндра от осевого усилия может быть получена при использовании противоточного цилиндра (рис. 2.38), в котором пар после прохождения через группу ступеней поворачивает на 180° и движется в обратном направлении. В этом случае сохраняются все преимущества цилиндра с потоками пара, направленными в разные стороны, но не снижается КПД ступеней из-за уменьшения высоты их решеток. Правда, при этом возникают потери с выходной скоростью пара после первой группы ступеней, а также потери из-за поворота пара и его протекания между внутренним и внешним корпусами цилиндра.

Контрольные вопросы

1. Сухой насыщенный пар с давлением 0,6 МПа расширяется в сопле до давления 5 кПа. Какое сопло необходимо использовать для полного превращения потенциальной энергии пара в кинетическую? Какова будет скорость истечения пара?
2. Как будет изменяться в трубе скорость протекающего пара при наличии сил трения?
3. Параметры пара перед ступенью p_0 = 18 МПа, t_0 = = 420 °С, c_0 = 100 м/с. Определите параметры торможения перед ступенью.
4. Запишите уравнения неразрывности для выходных сечений сопловой и рабочей решеток ступени и объясните их смысл.
5. Запишите уравнение первого закона термодинамики для потока пара.
6. Что такое реактивность ступени?
7. Вследствие задеваний произошла закатка выходных кромок рабочих лопаток и их выходные сечения уменьшились. Как изменилась реактивность ступени?
8. Для чего строят треугольники скоростей?
9. Какие потери энергии учитывает относительный лопаточный КПД ступени? Как связаны эти потери с коэффициентами скорости?
10. Какая основная характеристика решетки определяет значения коэффициентов φ и ψ?
11. Какая характеристика ступени является основной при оценке экономичности ступени?
12. Почему относительный внутренний КПД меньше лопаточного?
13. При ремонте уплотнения радиальный зазор уменьшили с 2,5 до 1 мм. Как изменилась утечка?
14. Во сколько раз будут отличаться потери на трение в ступенях двух турбин одинаковых размеров, если в одной из них давление 18 МПа и температура 500 °С, а во второй соответственно 7 МПа и 490 °С?
15. Какие потери возникают при парциальном подводе пара?
16. Каковы преимущества и недостатки использования двухвенечных ступеней?
17. Как и почему изменяется давление в зазоре между сопловой и рабочей решетками?
18. Относительный внутренний КПД ступени без учета влажности составляет 88 %. Каков он в действительности, если влажность составляет 6 %?
19. Почему в турбине возникают осевые усилия?
20. Объясните работу думмиса.
21. Какие конструктивные мероприятия используются для уменьшения осевых усилий в турбине?
22. Почему турбины выполняют многоступенчатыми?
23. Что такое возврат тепла?
24. Может ли давление за последней ступенью быть меньше, чем давление в конденсаторе?
25. Почему мощные теплофикационные турбины выполняют многоцилиндровыми?
26. Что определяет количество ЦНД в турбине?
27. Как работает концевое уплотнение в турбине?

Глава третья

КОНСТРУКЦИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

3.1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ ТУРБИНЫ

Для понимания конструкции деталей и элементов паровой турбины необходимо иметь хотя бы общее представление о турбине.

На рис. 3.1 (см. вкладку, приложенную к книге) показан продольный разрез турбины с противодавлением Р-40-12,8-3,1 ТМЗ. Начальные параметры этой турбины 13 МПа/540 °С, а конечное давление (противодавление) 3 МПа. Высокое противодавление позволило выполнить турбину всего из одного цилиндра.

Турбина состоит из двух крупных узлов: статора (не вращающиеся элементы) и ротора (вращающийся узел). Статор рассматриваемой турбины в свою очередь состоит из трех узлов: корпуса переднего подшипника *1*, корпуса заднего подшипника *11* и корпуса турбины *16*. Подшипники *1* и *11* установлены на фундаментные рамы *13* и *19*, забетонированные в верхнюю фундаментную плиту. Корпус турбины специальным образом опирается на корпуса подшипников, обеспечивающим совпадение осей (центровку) ротора и статора.

Ротор турбины *17* вращается в неподвижных опорных вкладышах *2* и *7* подшипников, установленных в корпусах подшипников. Вкладыш заднего подшипника *11* является комбинированным; в нем установлены колодки, воспринимающие от ротора через упорный диск *8* осевое усилие. Муфта *10* передает крутящий момент на ротор генератора *12*. Пар по четырем трубам *4* подается к четырем регулирующим клапанам *5*, из которых он поступает к двухвенечной регулирующей ступени *6*. Затем пар проходит восемь ступеней давления, каждая из которых состоит из диафрагмы и диска, на периферии которого установлены рабочие лопатки. Через два выходных патрубка *18* отработанный в турбине пар направляется потребителю.

По концам ротора установлены концевые лабиринтные уплотнения *3* и *15*, препятствующие вытеканию пара из турбины в машинный зал. Для их работы предусмотрена специальная система подачи уплотняющего пара и утилизации протечек через патрубки *14* в систему регенерации.

В корпусе переднего подшипника *1*, кроме вкладыша, располагается блок регулирования и маслоснабжения. На корпусе заднего подшипника помещено валоповоротное устройство *9*, необходимое для обеспечения равномерного прогрева ротора при пусках и остановах турбины.

На рис. 3.2 (см. вкладку) показана конструкция теплофикационной турбины Т-50-12,8 ТМЗ мощностью 50 МВт, служащей для выработки электроэнергии и тепла. Турбина выполнена двухцилиндровой. Первый цилиндр — цилиндр высокого давления (ЦВД) является по существу турбиной, представленной на рис. 3.1. Пар из ЦВД поступает во второй цилиндр, совмещающий в себе две группы ступеней: 13 ступеней среднего давления (часто ее называют частью среднего давления — ЧСД) и две ступени низкого давления (часть низкого давления — ЧНД). По-видимому, правильно называть второй цилиндр совмещенным — ЦСНД, объединяющим в себе ЧСД и ЧНД.

Цилиндр ЦСНД имеет собственный ротор, соединенный с ЦВД и генератором муфтами *1* и *11*. Ротор опирается на свои опорные подшипники *2* и *10* и уплотняется концевыми лабиринтными уплотнениями *3* и *9*. Проточная часть сформирована сопловыми решетками диафрагм, вставленных в обоймы *4*, и рабочими лопатками дисков. Заканчивается ЧСД группой из двух ступеней *6*, называемой переключаемым отсеком, перед и за которым расположены две большие камеры *5* и *7*. Эти камеры соединены с подогревателями сетевой воды, расположенными под турбиной, в которых происходит последовательный нагрев сетевой воды для нужд отопления.

Для того, чтобы можно было регулировать расход пара на сетевые подогреватели, ЦСНД имеет еще один регулирующий орган — регулирующую поворотную диафрагму *8*. Соответствующим поворотом диафрагмы можно почти полностью закрыть подвод пара в ЧНД, и тогда турбина будет работать как турбина с противодавлением (работа по тепловому графику). Частичное открытие регулирующей диафрагмы обеспечивает работу по электрическому графику нагрузки с независимым регулированием электрической мощности и тепловой нагрузки.

Из последней ступени пар поступает в выходной патрубок *12*, а из него — в конденсатор, расположенный под полом машинного зала.

На рис. 3.3 (см. вкладку) представлена конструкция турбины Т-100-12,8 ТМЗ. Она имеет три цилиндра: ЦВД, ЦСД, заканчивающийся переключаемым отсеком *1*, и отдельный двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД) со своим корпусом и ротором, уложенным в собственные подшипники. Пар из ЦСД в ЦНД поступает по двум ресиверным трубам *2*. Регулирование расхода пара в ЦНД (и, собственно, через патрубки *4* и *5* в подогреватели сетевой воды) осуществляется двумя поворотными диафрагмами *3*.

Наибольшее число цилиндров (четыре) имеет турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ, конструкцию которой мы рассмотрим позже.

3.2. МАТЕРИАЛЫ

3.2.1. Основные свойства материалов

Создание надежно работающей и экономичной турбины и ее эксплуатация невозможны без обеспечения механической прочности ее деталей, определяемой двумя основными факторами: действующими и предельными нагрузками (прочностью), которые может выдержать материал без разрушения. Чем меньше нагрузки по отношению к предельным, тем прочнее деталь.

Изложить достаточно подробно вопросы обеспечения механической прочности деталей турбин в настоящей книге не представляется возможным. Однако для понимания факторов, определяющих механическую прочность деталей паровых турбин, необходимо иметь некоторые элементарные представления о сопротивлении материалов и деталей турбин механическим воздействиям.

Степень напряженности материала под действием приложенных к нему сил характеризуется в первую очередь напряжением.

При приложении к некоторому телу внешних сил внутри него возникают напряжения — внутренние силы, препятствующие разрушению тела. Если, например, к образцу (рис. 3.4) приложить внешнюю продольную силу P, то в каждом его сечении появляются внутренние продольные распределенные по сечению силы. *Напряжение — это внутренняя сила, действующая на единицу площади сечения*. Если площадь сечения рассмотренного образца $F = 1$ см^2, а растягивающая $P = 1$ Н, то напряжения в сечении $\sigma = P/F = 1$ Н/см^2.

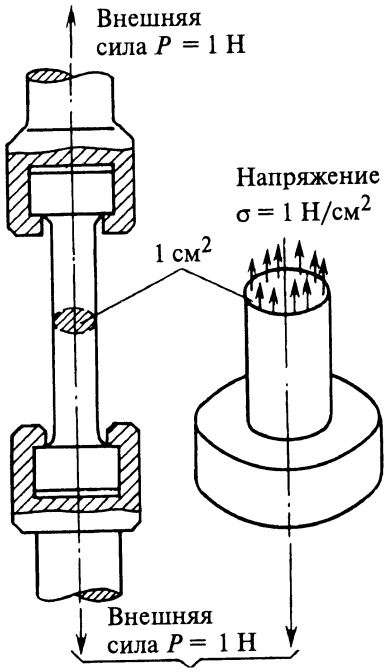


Рис. 3.4. Напряжения в стержне, растягиваемом внешней силой

Таким образом, размерность напряжения совпадает с размерностью давления и поэтому их чаще всего измеряют в мегапаскалях (МПа) или килограмм-силах на квадратный сантиметр (кгс/см^2).

В рассмотренном примере напряжения во всех точках сечения одинаковы. Одинаковыми они будут и в сечении вращающейся рабочей лопатки под действием центробежных сил. Однако это бывает в общем случае редко. Если, например, рассмотреть напряжения, возникающие в лопатке под действием парового потока, изгибающего рабочую лопатку, то они будут изменяться по сечению: ясно, что при увеличении интенсивности потока разрушение скорее всего начнется в корневом сечении с ее входной или выходной кромки, где напряжения, вызванные изгибом лопатки, будут выше, чем в средней ее части.

Особенно большая неравномерность напряжений возникает в зонах резкого изменения формы детали, например, при выполнении отверстия в рабочих лопатках под связывающие проволоки, при переходе от профильной части рабочей лопатки к полке хвостовика, в разгрузочных отверстиях дисков, углах шпоночных пазов и т.д. Это явление называется концентрацией напряжений, а зоны детали местного повышения напряжений — концентраторами напряжений. Местные напряжения, действующие на очень малой площади, могут в несколько раз превышать так называемые номинальные напряжения — напряжения, рассчи-

танные в предположении отсутствия концентраторов напряжений. Именно в концентраторах напряжений возникают трещины, причем вероятность их появлений тем больше, чем «острее» концентратор (меньше радиус скругления). Поэтому следует не только тщательно изготавливать детали на заводе, но и осуществлять ремонт в соответствии с чертежами и формулярами, не допуская забоин, рисок и т.д.

В большинстве случаев для оценки механической прочности детали в ней определяют напряжения, находят опасную точку, в которой они максимальны, а затем сравнивают их с характеристикой прочности материала детали.

При работе материала при постоянных напряжениях и невысоких температурах его разрушение наступает при достижении напряжений σ, равных пределу прочности материала $\sigma_в$. Если к образцу, показанному на рис. 3.4, приложить усилие P, создающее в его сечении напряжение $\sigma = \sigma_в$, то он разрушится, получив при этом остаточное (необратимое) удлинение: сумма длин частей разрушенного образца будет больше, чем его первоначальная длина. Отношение приращения длины образца к первоначальной длине называется относительным удлинением при разрыве δ. Оно характеризует пластичность материала. Чем больше δ, тем меньшую склонность к внезапному хрупкому (без остаточного удлинения) разрушению обнаруживает материал.

Для оценки надежности детали, работающей при постоянных напряжениях, обычно используется не предел прочности, соответствующий разрушению, а меньшая величина — предел текучести σ_s. Предел текучести — это те напряжения, при которых появляются первые пластические деформации после упругого деформирования. Деталь считается спроектированной надежно, если в ней не возникает пластических деформаций, т.е. ее материал работает в зоне упругости. Иногда пластические деформации все-таки допускаются, но тогда вводят дополнительные меры, обеспечивающие прочность детали.

Мерой сопротивления материала упругим деформациям является модуль упругости E — коэффициент пропорциональности между напряжениями и деформациями. Например, сопротивление деформированию титановых сплавов примерно в 2 раза меньше, чем сталей.

При работе детали при высокой температуре в ней развивается явление ползучести. Деталь, которая при некоторых напряжениях, меньших предела текучести σ_s, при низких температурах работает вполне надежно неограниченное время, при высокой температуре может иметь лишь ограниченный срок службы: спустя некоторое время в наиболее напряженной точке детали возникнет трещина вследствие исчерпания длительной прочности. Напряжение, при котором материал может прослужить заданное время при заданной температуре, называется пределом длительной прочности $\sigma_{д.п}$. Ясно, что при рабочей температуре и заданном сроке службы напряжения в детали должны быть меньше предела длительной прочности с некоторым запасом.

При высоких температурах проявляется еще одна сторона явления ползучести: деталь медленно увеличивает свои размеры даже при неизменных внешних нагрузках. Напряжение, при котором при заданной температуре накапливается деформация ползучести определенной величины, называется пределом ползучести.

Во многих случаях на детали, в частности на рабочие лопатки, действуют переменные во времени нагрузки, вызывающие в них переменные напряжения. В этом случае при амплитуде напряжений, даже существенно меньшей предела текучести, в материале может возникнуть явление усталости. После определенного числа циклов нагружения в детали возникает трещина усталости. Амплитуда напряжений, при которой материал может выдержать определенное, например 10^7, число циклов нагружения, называется пределом усталости.

Если изготовить из различных материалов совершенно одинаковые стержни, закрепить их и вывести из состояния покоя, то они начнут совершать свободные затухающие колебания. Затухание для различных стержней будет происходить по-разному и тем интенсивнее, чем большей способностью рассеивать энергию колебаний обладает их материал. Рассеивание энергии колебаний называется демпфированием, а свойство материала, которое ее характеризует, — декрементом колебаний. Чем больше декремент колебаний материала, тем меньшие напряжения возникают в детали при колебаниях.

Не каждая трещина, появившаяся в результате усталости, исчерпания длительной прочности или просто оставшаяся необнаруженной в процессе изготовления, представляет непосредственную опасность для детали. Ведь дефекты малого размера имеются практически в каждой изготовленной детали, но она работает с ними многие годы. Хрупкое разрушение детали наступает лишь при достижении трещиной некоторого критического размера $l_{кр}$, определяемого ее формой, размерами, напряжениями σ,

действовавшими до появления трещины, и, наконец, материалом. В первом приближении

$$l_{кр} = \pi K_c^2/\sigma^2, \qquad (3.1)$$

где K_c — характеристика материала, называемая вязкостью разрушения и определяющая сопротивление материала хрупкому разрушению.

Эта характеристика наиболее сильно зависит от температуры, причем при некоторой критической температуре хрупкости происходит ее резкое уменьшение. Поэтому одна и та же деталь при температуре ниже критической разрушается хрупко, а при большой температуре — вязко, с заметными пластическими деформациями.

Появившиеся в материале трещины (вследствие усталости, ползучести или других причин) при приложении переменных нагрузок развиваются от начального состояния до критического размера. Скорость их роста определяется тремя факторами: номинальными напряжениями в области трещины, ее длиной и свойствами материала, из которого сделана деталь. Чем меньше диапазон измерения внешних нагрузок, чем больше трещина и меньше сопротивление материала развитию трещины, тем больше скорость ее роста от цикла к циклу нагружения.

Способность материала проводить тепло называется теплопроводностью, а характеристика, ее определяющая, — коэффициентом теплопроводности λ. Чем больше λ, тем равномернее прогревается или остывает деталь.

Удлинение материала при нагреве (или сокращение при остывании) определяется коэффициентом линейного расширения $\alpha_т$. Эта характеристика важна для правильного выбора зазоров между отдельными смежными деталями турбины (например, ротором и статором), которые при изменении температуры могут изменять свои размеры по-разному.

Приведенные характеристики материалов являются основными и, конечно, не исчерпывают всего их многообразия.

3.2.2. Материалы деталей турбин

Для деталей турбин в общем случае используют стали (углеродистые и легированные), чугуны и различные сплавы.

Стали. Для деталей турбин, работающих в области низких температур: используют углеродистые стали.

Углеродистая сталь — сплав железа и углерода с содержанием последнего 0,05—1,7 %. Для деталей турбин используются только качественные углеродистые стали, химический состав и механические характеристики которых гарантированы заводом-изготовителем. Эта сталь маркируется числом, указывающим содержание углерода в стали в сотых долях процента. Например, в стали 20 содержится 0,20 % углерода. Свойства и области применения некоторых углеродистых сталей приведены в табл. 3.1.

Литые качественные стали обозначаются с добавлением буквы Л. Основные свойства литых сталей приведены в табл. 3.2.

Для изготовления ответственных деталей турбин (роторов, лопаток, дисков, корпусов и т.д.) используются легированные стали — углеродистые стали с добавкой легирующих элементов: хрома, молибдена, ванадия, никеля и др. Легирование позволяет получить стали с характеристиками, значительно превосходящими углеродистые стали.

Таблица 3.1

Свойства некоторых качественных углеродистых сталей и область их применения

Марка стали	σ_s, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ, %	Область применения
10	210	340	31	Листы для сварных корпусов ЦНД
15	230	380	27	
20	250	420	25	
25	280	460	23	Крепеж различного назначения
30	300	500	21	
35	320	540	20	
40	340	580	19	

Таблица 3.2

Механические свойства литых качественных углеродистых сталей

Марка стали	σ_s, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ, %	Область применения
15Л	200	400	24	Корпуса паровых турбин, арматура паропроводов, диафрагмы, обоймы
20Л	220	420	23	
25Л	240	450	19	
30Л	260	480	17	
35Л	280	500	15	
40Л	300	530	14	
45Л	320	550	12	
50Л	340	580	11	
55Л	350	600	10	

Таблица 3.3

Основные свойства некоторых легированных сталей и область их применения

Марка стали	Температура, °С	Предел текучести σ_s, МПа	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Относительное удлинение δ, %	Модуль упругости $E \cdot 10^{-4}$, МПа	Предел длительной прочности $\sigma_{д.п}$ за 10^5 ч, МПа	Коэффициент линейного расширения $\alpha_т \cdot 10^6$, 1/К	Коэффициент теплопроводности λ, Вт/(м · К)	Декремент колебаний η, %	Область применения
1Х13	20	410	610	22	22	—	10,1	25,1	2,0	Рабочие лопатки, бандажные ленты, скрепляющие проволоки
	400	370	500	16	19	330	11,4	28,1	1,5	
2Х13	20	520	720	21	22	—	10,1	22,2	2,0	Рабочие лопатки
	400	400	530	16	19	330	11,4	26,4	1,5	
15Х12ВМФ	20	750	890	15	22	—	9,7	24,7	1,4	Рабочие лопатки, диафрагмы, крепеж, заклепки хвостовых соединений
(ЭИ-802)	500	530	580	14	18	280	11,2	26,8	0,7	
34ХМА	20	430—520	620—720	17—22	22	—	12,3	40,6	—	Валы, диски, штоки клапанов
20Х1М1	20	570	740	19	22	—	10,9	40,6	—	Цельнокованые роторы
(Р2, Р2М)	500	460	540	18	—	220—260	13,7	36,0	—	
20Х3ВМФ	20	600—700	700—800	12—18	21	—	10,6	35,6	—	
(ЭИ-415)	500	460—560	480—580	15—20	—	210	12,6	29,7	—	
34ХМ1А	20	480	650	14	22	—	12,3	40,6	—	Сварные роторы
34ХН3МА	20	680—850	830	12	21	—	10,8	37,7	—	Диски сборных роторов
20ХМЛ	20	310—400	480—560	12—28	21	—	10,9	49,0	—	Корпуса турбин, корпуса стопорных и регулирующих клапанов, сопловые коробки, клапанные коробки
	550	260	340	24	—	60—65	13,7	28,1	—	
20ХМФЛ	20	320—480	500—690	14—24	20	—	10,0	49,0	—	
	550	220—390	320—470	12—21	17	100	13,6	26,4	—	
15Х1М1ФЛ	20	350	550—600	22	22	—	12,4	32,3	—	
	540	240	310	18	18	130	14,0	23,8	—	

Легированные стали обозначают следующим образом: цифрами указывают содержание в стали углерода (одна цифра — в десятых, две — в сотых долях процента), а затем по порядку записывают буквы русского алфавита, обозначающие легирующие элементы, а после каждой из них — их процентное содержание. При содержании легирующего элемента менее 1 % цифры опускают.

Легирующие элементы обозначают следующими буквами:

Хром	Х	Алюминий	Ю
Молибден	М	Медь	Д
Ванадий	Ф	Ниобий	Б
Никель	Н	Кобальт	К
Титан	Т	Бор	Р
Вольфрам	В		

Например, в литой стали 15Х1М1ФЛ содержится примерно 0,15 % углерода, 1—2 % хрома, 1—2 % молибдена, около 1 % ванадия, а остальное — железо.

Свойства наиболее употребительных легированных сталей представлены в табл. 3.3.

Чугуны. Чугун — это сплав железа и углерода при содержании последнего более чем 2 %. Обычно в чугуне содержится от 2,8 до 3,5 % углерода. Различают чугуны белый, ковкий, серый и высокопрочный. В турбинах используют два последних вида.

Серый чугун хорошо льется, поддается обработке резанием и потому находит применение для низкотемпературных корпусов ЦНД небольших турбин, корпусов подшипников, диафрагм и других деталей.

Таблица 3.4

Механические свойства серых чугунов и область их применения

Марка чугуна	σ_s, МПа	$\sigma_в$, МПа	Область применения
СЧ 15-32	150	320	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, корпуса подшипников, фундаментальные рамы
СЧ 18-36	180	360	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, диафрагмы
СЧ 21-40	210	400	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, диафрагмы, сопловые коробки, корпуса масляных насосов
СЧ 22-44	220	440	Диафрагмы, корпуса подшипников
СЧ 28-48*	280	480	Нагруженные детали, заменяющие стальное литье
СЧ 32-52*	320	520	
СЧ 35-56*	350	560	
СЧ 38-60*	380	600	

Примечание. Звездочкой помечены модифицированные чугуны.

Добавление в серый чугун модификаторов (ферросилиция или его сплава с алюминием) повышает его механические свойства. Такой чугун называется модифицированным.

Серый чугун обозначается буквами СЧ и двумя двухзначными числами, первое из которых указывает значение предела прочности на растяжение, а второе — на изгиб (кгс/мм^2). Например чугун марки СЧ 15-32 имеет предел прочности на растяжение $\sigma_в \geq 15$ кгс/мм$^2 \approx 150$ МПа и 32 кгс/мм^2 на изгиб.

В табл. 3.4 приведены основные марки серого чугуна, используемого для деталей паровых турбин, и его основные свойства.

Использование серых чугунов ограничено температурой 250 °С, модифицированных — 300 °С. При больших температурах наблюдается явление роста чугуна: соединение железа с углеродом — цементит — распадается на углерод и железо, суммарный объем которых на 30—40 % больше. Рост чугуна приводит к распуханию детали, ее короблению и заклиниванию в смежных деталях. Сам материал при этом становится непрочным и хрупким.

Находит применение в турбинах и высокопрочный чугун — чугун с добавкой 0,04—0,06 % магния. Обозначается такой чугун буквами ВЧ и двумя числами: первое число указывает минимальное значение предела прочности при растяжении (кгс/мм^2), второе — минимальное относительное удлинение (%). Например, высокопрочный чугун ВЧ 50-1,5 имеет предел прочности на растяжение не менее 50 кгс/мм$^2 \approx 500$ МПа и относительное удлинение при разрыве не менее 1,5 %. Основные свойства высокопрочных чугунов, используемых для деталей паровых турбин, приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Механические свойства высокопрочных чугунов и область их применения

Марка чугуна	σ_s, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ, %	Область применения
ВЧ 45-0	450	360	—	Вкладыши опорных подшипников, направляющие втулки, уплотнительные кольца
ВЧ 50-1,5	500	380	1,5	
ВЧ 60-2	600	420	2	
ВЧ 45-5	450	330	5	
ВЧ 40-10	400	300	10	

Кроме рассмотренных выше материалов на основе железа, в паровых турбинах находят применение другие металлические сплавы для рабочих лопаток последних ступеней некоторых конденсационных турбин, цветные сплавы для трубок конденсаторов и подогревателей, баббиты для вкладышей подшипников и т.д. Их свойств мы коснемся при рассмотрении конструкций деталей, выполняемых из них.

3.3. ОБЛОПАЧИВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

3.3.1. Условия работы облопачивания

Основой турбины, определяющей ее надежность и экономичность, является ее проточная часть, образуемая статорным и рабочим облопачиванием. Рабочее облопачивание — это совокупность рабочих лопаток с хвостовиками и связями различного рода. Установленные вполне определенным образом профили рабочих лопаток образуют рабочую решетку, в которой происходит преобразование кинетической энергии потока пара в полезную кинетическую энергию вращения вала.

Условия работы рабочих лопаток очень тяжелы.

Под действием вращения с большой частотой в лопатке возникают большие центробежные силы и высокие напряжения растяжения, стремящиеся вырвать лопатку из диска.

Окружная сила, создающая полезный крутящий момент на валу турбины, изгибает лопатку в плоскости диска. Дополнительно лопатка изгибается

в плоскости турбины под действием разности давлений ($p_1 - p_2$).

Изгибающие силы, действующие на рабочие лопатки, не постоянны во времени, а непрерывно изменяются из-за различий в проходных сечений сопловых каналов, из которых пар поступает на рабочие лопатки, наличия выходных кромок сопловых лопаток и других причин. Это приводит к возбуждению колебаний лопаток и возможности появления усталостных трещин, которые, увеличиваясь, могут достигнуть критического размера, после чего произойдет внезапный отрыв лопатки.

Особенно большие переменные нагрузки действуют на рабочие лопатки парциальных, в частности регулирующих ступеней. При прохождении лопатки перед группой сопл, из которых поступает пар, на нее действует полное усилие. При выходе лопатки из активной дуги подвода паровое усилие почти полностью пропадает. Это и приводит к появлению большой переменной аэродинамической силы.

Рабочие лопатки первых ступеней ЦВД и ЦСД работают в условиях высоких температур, вызывающих явление ползучести.

Для рабочих лопаток последних ступеней турбин очень опасной является эрозия, приводящая к износу их поверхностей. Агрессивные примеси, содержащиеся в паре, вызывают коррозию и снижение сопротивления действию постоянных и переменных напряжений.

В районе фазового перехода, т.е. в той зоне турбины, где процесс расширения пара пересекает пограничную кривую $x = 1$, происходит процесс концентрирования агрессивных примесей, в первую очередь хлоридов. При этом в металле лопатки возникают язвы. Последние являются концентраторами напряжений, приводят к коррозионной усталости — сравнительно быстрому усталостному разрушению в условиях коррозионной среды.

3.3.2. Конструкция облопачивания

Конструкция простейшей рабочей лопатки показана на рис. 3.5. Лопатка состоит из профильной рабочей части (пера) *2* и хвостовика *4*. Установленные с равным шагом лопатки образуют рабочие каналы. Хвостовики служат для крепления лопаток на диске. На торце рабочей части выполняют шип *1*. На группу лопаток надевается бандажная лента *3*, в которой выполнены отверстия с шагом и формой, соответствующими шипам *1* на лопатках, установленных на диске. Шипы расклепывают, и в результате лопатки на диске оказываются набранными в пакеты, что увеличивает вибрационную надежность облопачивания и позволяет выполнить периферийное уплотнение ступени.

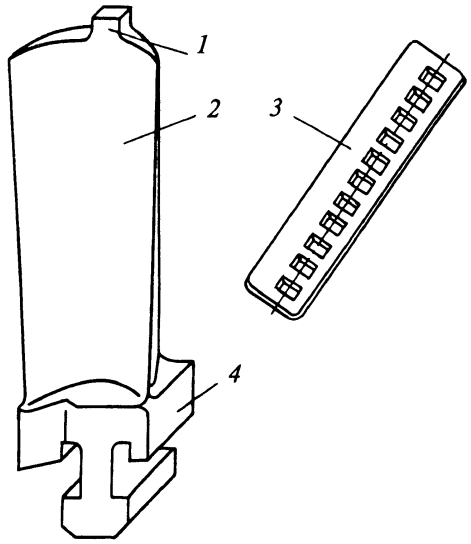


Рис. 3.5. Конструкция простейшей рабочей лопатки

Короткие лопатки ($d/l > 10$) выполняют с постоянным по высоте профилем, длинные — с переменным. Длинные лопатки приходится выполнять закрученными в соответствии с изменяющимися по высоте треугольниками скоростей (см. рис. 2.27). Одновременно необходимо уменьшать их площадь от корневого сечения к периферийному, для того чтобы уменьшить центробежную силу рабочей части лопатки и напряжения в корневом сечении и в хвостовике.

На рис. 3.6 показана самая длинная из рабочих лопаток теплофикационных турбин — рабочая лопатка последней ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ.

Рабочую часть лопатки фрезеруют или строгают на специализированных станках по копиру, а затем полируют до зеркального блеска. Это уменьшает потери на трение пара о поверхность лопаток и увеличивает их сопротивление усталости.

Особые меры применяются для защиты лопаток от эрозионного действия капель влаги при работе влажным паром. Крупные капли, вызывающие наиболее значительную эрозию, отстают от потока пара и в результате ударяют во входную часть спинки периферийной части лопатки. Поэтому часто прибегают к защите этой части лопатки с помощью стеллитовых пластинок, напаиваемых на лопатку токами высокой частоты.

Стеллит — сплав на основе кобальта (60—65 %), содержащий 25—28 % хрома и 4—5 % вольфрама. Он имеет высокую твердость и очень высокое сопротивление эрозии.

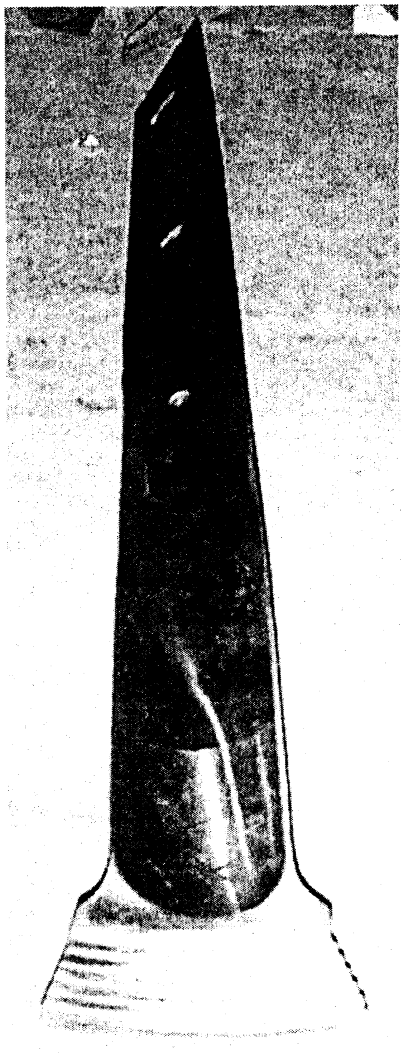


Рис. 3.6. Рабочая лопатка последней ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

Хвостовик — один из самых напряженных и ответственных элементов лопатки. С его помощью она крепится на диске.

Выбор типа хвостовика для рабочей лопатки определяется двумя факторами: нагрузкой, создаваемой лопаткой, и технологическим оборудованием турбинного завода.

На рис. 3.7 показан один из простейших хвостовиков — Т-образный, применяемый для лопаток малой длины. Для установки рабочих лопаток на периферии диска выполняют окружной паз по профилю хвостовика лопатки. Для заводки лопаток в диск с двух его противоположных сторон делаются колодцы (рис. 3.7, *б*), через которые набираются и заводятся по окружности лопатки. Последними непосредственно в колодцы устанавливают замковые лопатки (рис. 3.7, *в*) и крепят их к диску цилиндрическими заклепками.

Хвостовики рассмотренной конструкции пригодны только для коротких лопаток, центробежная сила которых невелика. При больших высотах лопаток центробежная сила R, приложенная в плоскостях контакта C—C и D—D (см. рис. 3.7, *а* и *г*), вызывает в сечениях диска B—B и A—A высокие напряжения изгиба. Это может привести в зоне высоких температур к появлению трещины длительной прочности и требует увеличения толщины диска на периферии. Для уменьшения напряжений в ободе диска на хвостовой части лопатки выполняют замки (рис. 3.8) с плотным контактом поверхностей хвостовика и диска. Под действием центробежной силы R_1, приложенной к опорной поверхности обода

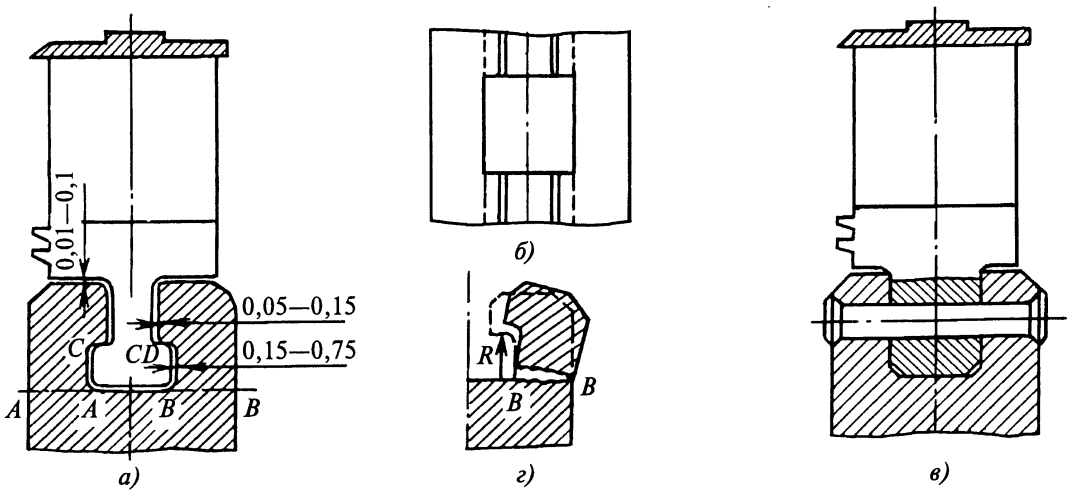
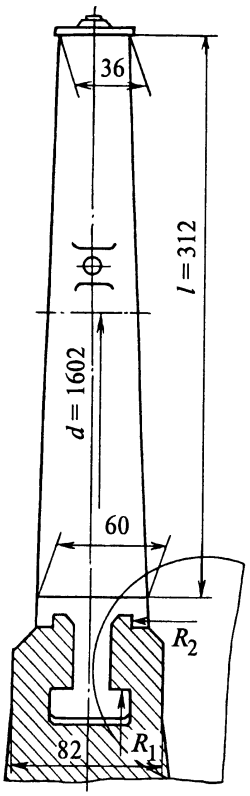


Рис. 3.7. Рабочая лопатка с Т-образным хвостовиком
а — хвостовое соединение; *б* — колодец для заводки лопаток; *в* — крепление замковой рабочей лопатки заклепкой; *г* — разгиб щеки диска центробежной силой лопатки



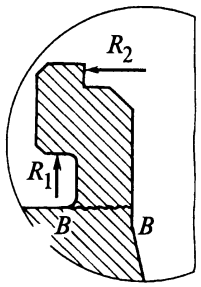


Рис. 3.8. Рабочая лопатка с Т-образным хвостовиком и замками

в месте контакта, возникает сила R_2, уменьшающая изгибающие напряжения в сечении *B*—*B*.

Т-образные хвостовики широко применяют ЛМЗ и ТМЗ в турбинах разных типов.

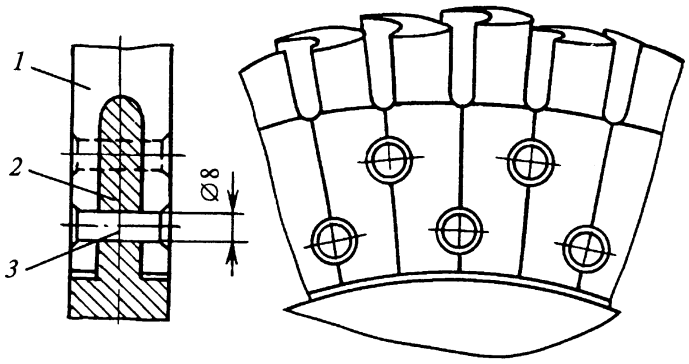


Рис. 3.9. Рабочая лопатка с простейшим вильчатым хвостовиком

На рис. 3.9 показан простейший вильчатый хвостовик *1*, выполненный в виде вилки, насаживаемый сверху на диск *2* и закрепляемый на нем двумя заклепками *3*. Вильчатое хвостовое соединение не требует специальных замковых лопаток и допускает легкую смену поврежденных лопаток без разлопачивания всего диска (как это требуется для замены лопатки с Т-образными или грибовидными хвостовиками).

Рассмотренные хвостовики пригодны для крепления лишь относительно коротких лопаток из-за их малой несущей способности. Увеличение числа вилок (рис. 3.10) позволяет увеличить число по-

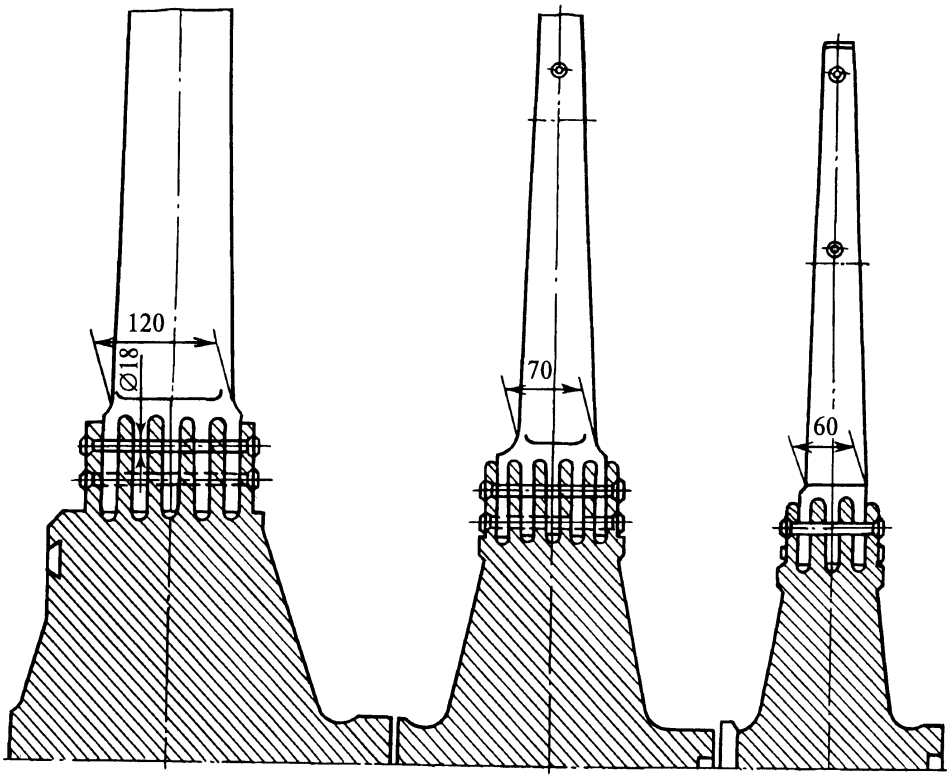


Рис. 3.10. Вильчатые хвостовые соединения рабочих лопаток

верхностей среза самого слабого элемента — цилиндрических заклепок.

Для лопаток последних ступеней используется елочный хвостовик с торцевой заводкой (см. рис. 3.6), большое число опорных поверхностей которого обеспечивает высокую несущую способность. Хвостовик и паз в диске под его заводку выполнены по дуге окружности, для того чтобы корневое сечение лопатки располагалось на полке хвостовика без свисания кромок. Это обеспечивает высокую усталостную прочность лопатки. Каждая лопатка крепится в осевом направлении с помощью двух пластинчатых стопоров, один конец каждого из которых перед заводкой лопатки в паз отгибается в тело хвостовика, а второй — на поверхность диска.

Бандажи и связи служат главным образом для повышения вибрационной надежности лопаточного аппарата. Периферийный бандаж позволяет одновременно уменьшить утечку пара и поэтому повышает КПД ступени.

Для рабочих лопаток ЦВД и недлинных (менее 350 мм) лопаток ЦСД применяют удобные накладные ленточные бандажи, объединяющие в пакет 6—14 лопаток. Полного объединения всех лопаток в один пакет стараются не делать, так как при этом затрудняются тепловые деформации бандажа относительно лопаток, которые могут менять свою температуру в процессе эксплуатации по-разному. В результате в бандаже могут появиться трещины малоцикловой усталости.

Шипы, фрезеруемые на торцевой поверхности рабочей лопатки, в зависимости от ее ширины могут располагаться в один или два ряда, иметь круглую, квадратную или прямоугольную форму в сечении.

С возрастанием мощности турбоагрегатов, когда вместе с ростом расхода пара увеличивается хорда лопаток, а также с увеличением диаметра ступени центробежная сила массы бандажа возрастает настолько, что выполнение ленточного периферийного бандажа становится затруднительным. В этих случаях либо отказываются от бандажа вообще, обеспечивая вибрационную надежность облопачивания другими средствами, либо выполняют бандаж заодно с каждой из лопаток (рис. 3.11). Такой бандаж называют цельнофрезерованным, или интегральным.

Выполнение цельнофрезерованного бандажа особенно полезно для лопаток регулирующей ступени. На рис. 3.12 показан пакет из трех лопаток для регулирующих ступеней турбин ЛМЗ. Лопатки сваривают

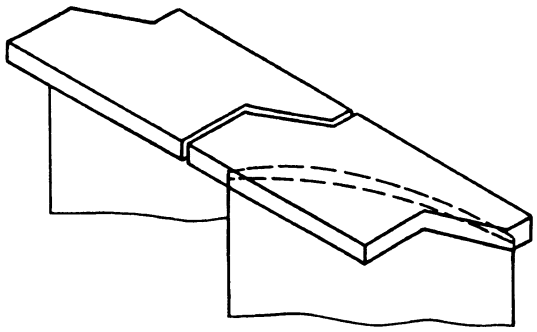


Рис. 3.11. Цельнофрезерованный бандаж

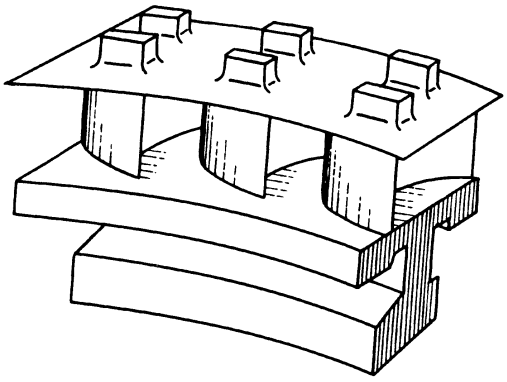


Рис. 3.12. Сварной пакет из трех лопаток для регулирующей ступени

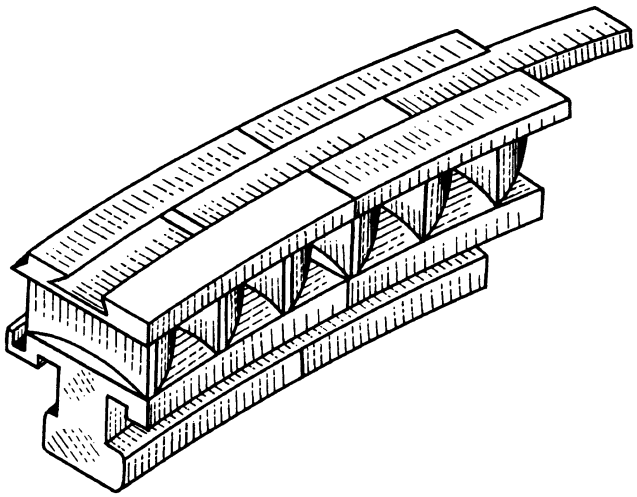


Рис. 3.13. Пакеты рабочих лопаток с демпферной связью для регулирующей ступени ЦВД

ются в пакеты по полкам цельнофрезерованного бандажа и по полкам хвостовиков. На полках бандажа выполняют шипы, на которые дополнительно надевают ленточный облегченный бандаж.

Вместо ленточного приклепанного бандажа можно использовать демпферную связь (рис. 3.13) в виде полосы трапециевидного сечения, заклады-

ваемой в паз, выточенный в цельнофрезерованном бандаже. В этом случае при колебаниях между связью и бандажом возникают силы трения, гасящие колебания. Вместе с тем эта связь не препятствует взаимному температурному расширению отдельных пакетов, что особенно важно для лопаток регулирующей ступени, где температура пара при переходных режимах изменяется наиболее значительно.

Бандажные связи очень важны для лопаток последних ступеней. При их отсутствии не только снижается вибрационная надежность облопачивания, но и происходит упругая раскрутка лопатки: под действием центробежной силы профили в отдельных сечениях лопатки поворачиваются вокруг ее продольной оси (иногда на 10—12°) и начинают занимать не то положение, на которое рассчитана лопатка. В результате обтекание лопаток потоком пара становится нерасчетным и экономичность ступени снижается. Выполнение на периферии лопатки цельнофрезерованного бандажа с «зубом» (рис. 3.14) препятствует упругой раскрутке лопатки. Мало того, контакт поверхностей зубьев соседних лопаток и возникающие на них силы трения создают хорошее демпфирование колебаний.

В тех случаях, когда раскручивающая лопатку сила невелика и возникающие силы прижатия бандажных полок друг к другу недостаточны, в выточку бандажа (рис. 3.15) устанавливают замкнутую на круг проволочную связь.

Очень важную роль в облопачивании играют проволочные связи, устанавливаемые между корневым и периферийным сечениями (рис. 3.16). Вообще говоря, проволочные связи крайне нежелательны по целому ряду причин.

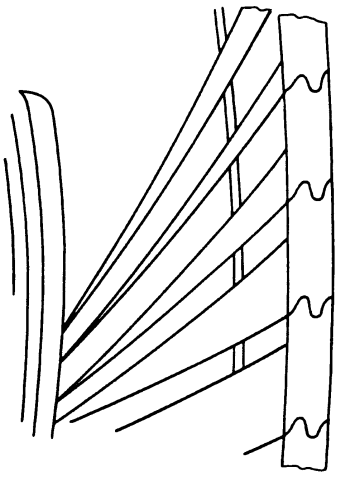


Рис. 3.14. Цельнофрезерованный бандаж с «зубом» для лопаток турбин ЛМЗ

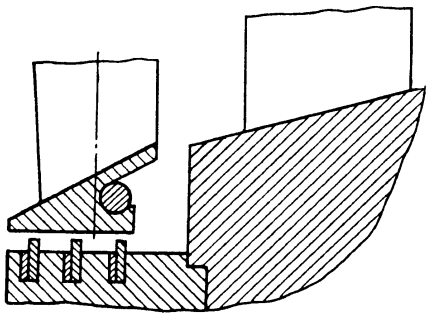


Рис. 3.15. Цельнофрезерованный бандаж с расположенной в нем демпферной проволокой

Во-первых, для их установки в профиле лопатки приходится выполнять отверстия, являющиеся концентраторами напряжений и потенциальными зонами образования трещин с последующим обрывом. Это заставляет в месте установки проволоки утолщать профиль. Тем самым обтекание паром зоны установки проволоки становится неудовлетворительным и возникают дополнительные потери энергии.

Во-вторых, затруднительно обеспечить прочность самой проволочной связи в условиях влажнопарового потока при тех огромных центробежных силах, которые на нее действуют. Обрывы проволочных связей — достаточно частое явление. Оборвавшаяся проволочная связь может быть не только прямым виновником разрушения лопаточного аппарата вследствие ее заклинивания между вращающимися и неподвижными деталями, но и изменения вибрационных характеристик облопачивания, что тоже в конечном счете может привести к разрушению лопаток. Поэтому, стремясь обеспечить их надежность, связи часто выполняют из трубок или из титановой проволоки.

В-третьих, технология установки проволочных связей сложна, при их ремонте возникает разбалансировка ротора, которую необходимо восстанавливать.

Связи, устанавливаемые между рабочими частями лопаток, по назначению можно разделить на паяные и демпферные.

Паяные связи припаиваются к лопаткам и служат для ликвидации некоторых особенно опасных видов колебаний (см. § 16.3). Ясно, например, что в пакете лопатки при колебаниях могут перемещаться относительно друг друга. Если же их прошить проволокой, то лопатки не сумеют вибриро-

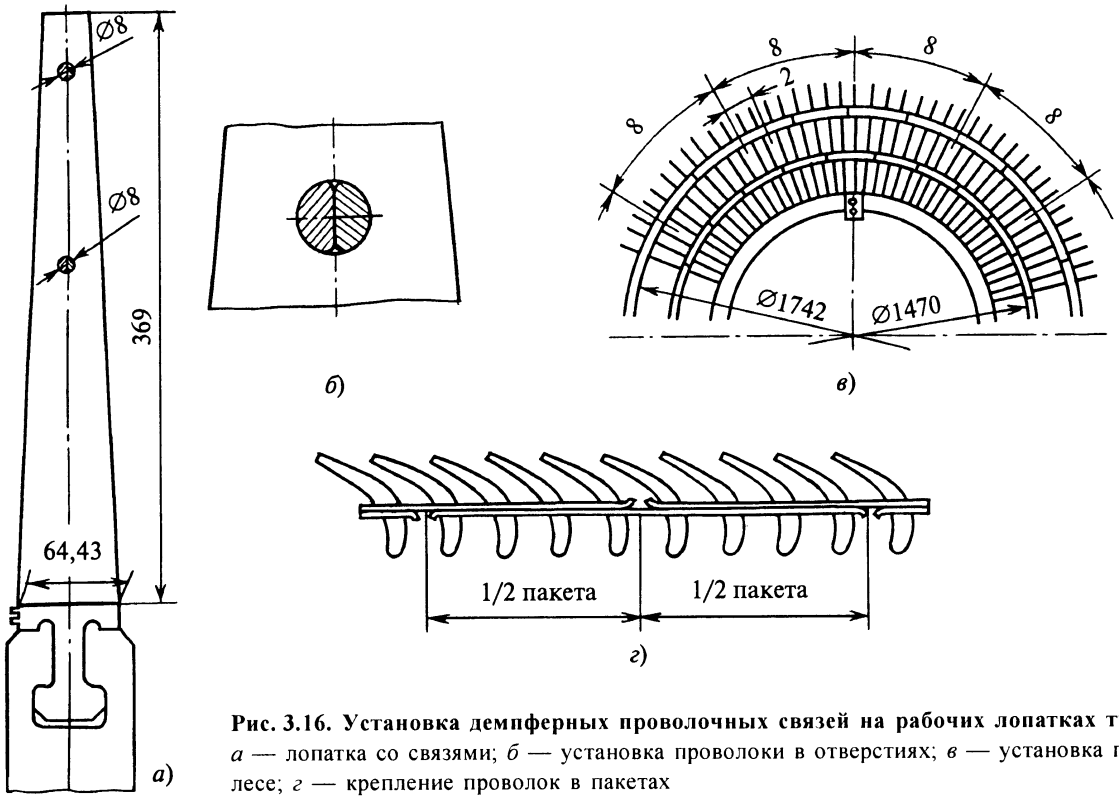


Рис. 3.16. Установка демпферных проволочных связей на рабочих лопатках турбин ЛМЗ
а — лопатка со связями; *б* — установка проволоки в отверстиях; *в* — установка проволок на колесе; *г* — крепление проволок в пакетах

вать указанным образом. Припаивают связь к лопаткам серебряным припоем.

Демпферные связи устанавливают для гашения колебаний. Их к лопаткам не припаивают. За счет центробежных сил они умеренно, допуская проскальзывание, прижимаются к поверхности отверстий в лопатках, а возникающие силы трения не дают развиться интенсивным колебаниям. Примеры демпферных связей показаны на рис. 3.16.

Во всех случаях демпферный бандаж должен быть сделан так, чтобы он выполнял свои функции: он должен быть в меру податливым, чтобы плотно прилегать к лопатке под действием центробежных сил и создавать силу трения и вместе с тем достаточно жестким, чтобы иметь необходимую прочность.

3.3.3. Материалы рабочих лопаток

Тяжелые условия работы рабочих лопаток, рассмотренные выше, исключают применение для них углеродистых сталей. Для лопаток используют только нержавеющие стали.

Самыми употребительными являются стали 1Х13, 2Х13 и близкие к ним стали 12Х13 и 12Х13Ш (шлакового переплава), содержащие 12—14 % хрома, обеспечивающего высокую коррозионную стойкость. Их большим достоинством является высокая, значительно большая, чем у других лопаточных материалов, демпфирующая способность. Эти стали можно применять до температуры 400—480 °С.

Для больших температур применяют стали, легированные молибденом и ванадием (15Х11МФ), а также вольфрамом и ниобием (2Х11МФБН, ЭИ-802, 2Х12МБФР), и некоторые другие.

3.4. ВАЛОПРОВОД ТУРБИНЫ

Валопровод турбоагрегата — это совокупность соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров и генератора. Роторы цилиндров соединяются посредством муфт. Собственно ротор включает в себя вал, облопаченные диски и некоторые другие элементы, обеспечивающие его сборку и нормальную работу.

3.4.1. Условия работы валопровода

Условия работы роторов цилиндров в общем случае очень тяжелы.

Прежде всего валопровод вращается с большой частотой, а так как его размеры и масса закрепленных на нем лопаток велики, то велики и возникающие в нем напряжения от центробежных сил. При этом надо иметь ввиду, что в условиях эксплуата-

ции частота вращения может на 10—12 % превзойти номинальную (50 l/c); при этом напряжения возрастут на 20—25 %. Наибольшие напряжения от вращения возникают в центральной зоне ротора и ободе, где закреплены рабочие лопатки.

Роторы ЦВД и ЦСД, в паровпускной части которых температура составляет 500—510 °С, должны выдерживать высокие нагрузки от вращения в условиях ползучести в течение всего срока службы. В роторе не должны возникнуть трещины длительной прочности, а радиальные размеры не должны увеличиваться до недопустимого значения.

Валопровод турбины суммирует крутящие моменты, развиваемые отдельными цилиндрами, и в конечном счете передает их ротору генератора. Таким образом, на выходном валу турбины развивается максимальный крутящий момент. При этом надо иметь в виду, что при некоторых эксплуатационных режимах, например, при коротком замыкании в генераторе, крутящий момент может возрасти в 4—6 раз по сравнению с номинальным значением. Шейка выходного вала турбины должна передавать эти высокие скручивающие нагрузки без напряжения.

Ротор турбины — один из элементов, воспринимающих все изменения температуры в проточной части турбины. Быстрые изменения температуры приводят к появлению в роторах высоких температурных напряжений, а при их циклическом повторении — к появлению трещин термической усталости.

Кроме того, следует иметь ввиду, что по соображениям стоимости ротор выполняется из слаболегированных ржавеющих сталей, подверженных коррозии.

3.4.2. Конструкция роторов валопровода

Конструкция отдельных роторов валопровода зависит от условий работы их цилиндров, главными из которых являются два: объемный расход пара, покидающего турбину, и температура пара, поступающего в цилиндр.

Мощные теплофикационные турбины с конденсацией пара имеют один двухпоточный отдельный ЦНД (см. рис. 3.3). Температура на входе в этот цилиндр даже в турбинах с промежуточным перегревом пара невысока и не вызывает явления ползучести. Вместе с тем, объем пара, покидающего ЦНД, достаточно велик, поскольку давление в конденсаторе мало, а массовый расход значителен. Это предопределяет необходимость использования сборной конструкции ротора (рис. 3.17), при которой диски и вал изготавливаются отдельно, а затем собираются в единое целое с помощью горячей посадки дисков на вал. Поэтому такие роторы часто называют роторами с насадными дисками.

Сборный ротор состоит из ступенчатого вала, на который с двух сторон симметрично насаживаются диски, втулки концевых уплотнений, а также втулки масляных уплотнений корпусов подшипников. На валу выполняются шейки под вкладыши подшипников и для насадки полумуфт.

Каждый диск обычно состоит из обода, в котором выполняют профильные пазы для размещения хвостовиков лопаток, полотна (профильной части) и ступицы, или втулки, внутренняя расточка которой сопрягается с посадочной поверхностью вала. Полотно диска профилируют так, чтобы обеспечить прочность диска при максимально возможной частоте вращения. Из этих же соображений выбирают ширину ступицы.

Перед посадкой диска на вал размер его внутренней расточки несколько меньше, чем диаметр поверхности посадки вала. *Разность радиусов вала и дисков до посадки называется натягом.* Обычно натяг составляет 0,4—0,5 мм. Перед насадкой диск разогревают, с тем чтобы его внутренний диаметр стал больше диаметра вала. Вал ставят вертикально и надевают на него диск. После охлаждения диаметр расточки диска уменьшается, диск плотно садится на вал и в месте их сопряжения возникает контактное давление, препятствующее провороту диска на валу. *Передача крутящего момента с диска на вал осуществляется за счет контактного давления между диском и валом.*

Ясно, что контактное давление зависит от частоты вращения. При невращающемся роторе оно максимально. При увеличении частоты вращения диск расширяется в радиальном направлении сильнее, чем вал, и в результате при некоторой частоте вращения, называемой освобождающей, контактное давление исчезает и крутящий момент не может передаться на вал через посадку. Поэтому *освобождающая частота вращения должна быть больше, чем любая возможная частота вращения.*

Чем больше натяг посадки, тем выше освобождающая частота вращения. Поэтому на первый взгляд кажется, что обеспечить необходимую освобождающую частоту не представляет труда: для этого следует посадить диск на вал с достаточным натягом. Однако ясно, что в диске, насаженном на вал, кроме контактного давления возникают окружные напряжения, стремящиеся разорвать диск. Та-

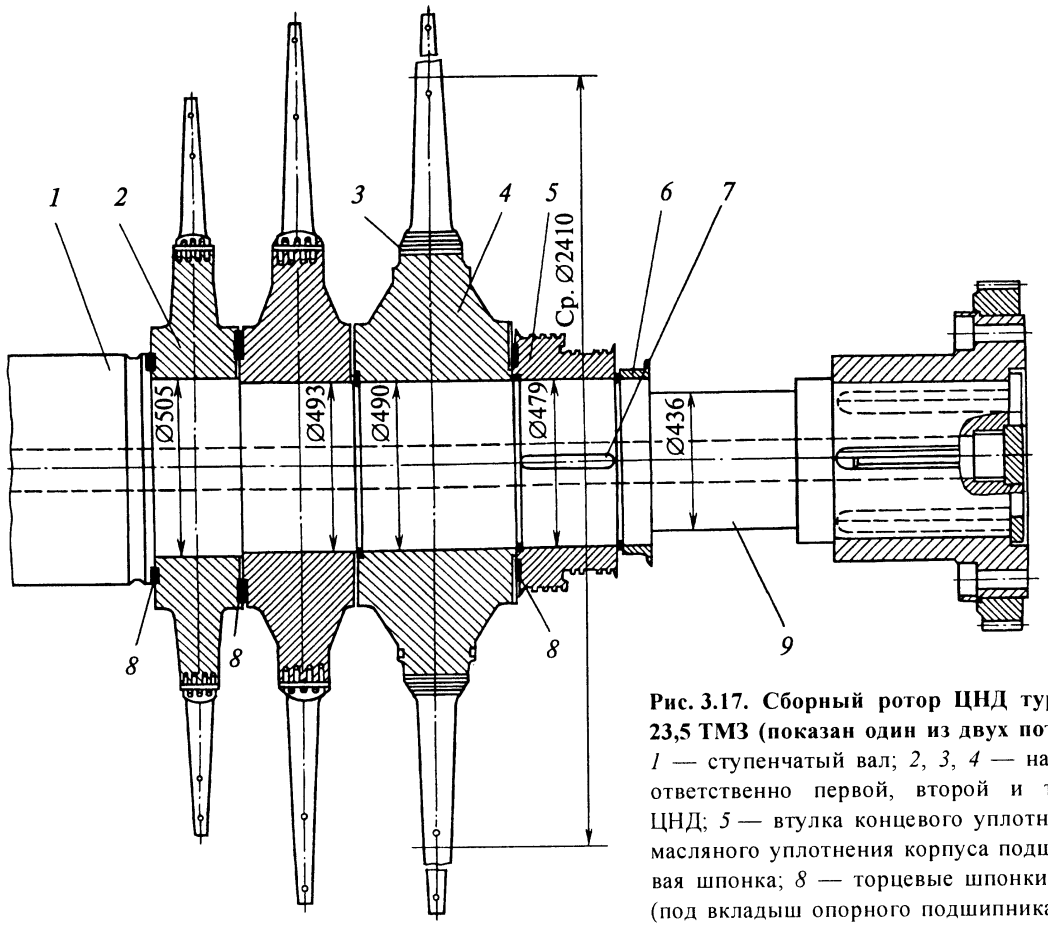


Рис. 3.17. Сборный ротор ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (показан один из двух потоков)
1 — ступенчатый вал; *2*, *3*, *4* — насадные диски соответственно первой, второй и третьей ступеней ЦНД; *5* — втулка концевого уплотнения; *6* — втулка масляного уплотнения корпуса подшипника; *7* — осевая шпонка; *8* — торцевые шпонки; *9* — шейка вала (под вкладыш опорного подшипника скольжения)

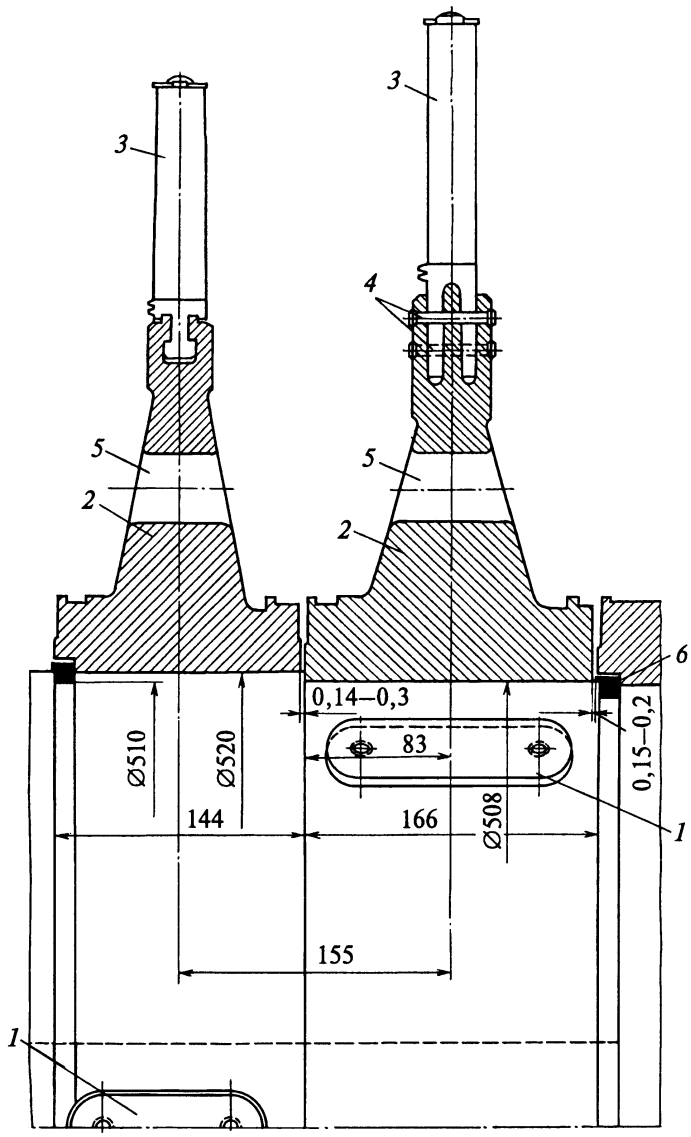
кие же напряжения возникают в диске от центробежных сил, вызываемых вращением. Таким образом, *натяг создает дополнительную напряженность в диске, и поэтому чрезмерный натяг вреден.*

Натяг при проектировании рассчитывается очень точно, с тем чтобы обеспечить достаточный запас по освобождающей частоте вращения по отношению к рабочей, но не создать без необходимости излишние напряжения от посадки.

Вместе с тем в условиях эксплуатации возможно временное ослабление посадки диска на валу, например, при быстром увеличении температуры в проточной части, когда диск может прогреться быстрее вала. Для того чтобы гарантировать передачу крутящего момента в таких условиях, между диском и валом устанавливают осевые шпонки (рис. 3.18). Соседние диски насаживают на вал обязательно с осевым тепловым зазором (0,15—0,3 мм), не препятствующим их взаимному тепловому расширению и исключающим изгиб ротора (см. гл. 19). Вместе с тем на самом валу диски фиксируют в осевом направлении разъемными кольцами.

В углах шпоночного паза резко увеличиваются напряжения. При появлении в них трещин критического размера может произойти хрупкое внезапное разрушение диска (см. гл. 17). Поэтому осевые шпонки устанавливают только под легкими дисками, напряжения в которых невелики даже с учетом осевых шпонок. Для нагруженных дисков, в частности для дисков последних ступеней, используют торцевые шпонки, устанавливаемые между торцевой поверхностью диска и легкой деталью, насаживаемой на вал (рис. 3.19). Диск *1* насаживается на вал *5* обычным образом. На правой торцевой поверхности с двух противоположных сторон выполнены шпоночные пазы *2*. Во втулку *4* уплотнения с небольшим натягом запрессовываются шпонки *3*, входящие в пазы на диске. Втулка *4* имеет малые размеры, возникающие в ней напряжения от центробежных сил невелики, поэтому ее можно насадить на вал с большим натягом и даже на осевой шпонке.

Из рис. 3.17 видно, как организована передача крутящего момента с дисков на вал в случае ослабления посадки с помощью торцевых шпонок. Крутящий момент со второго диска передается на первый, а с него — на среднюю часть вала. С диска 3-й ступени крутящий момент передается торцевыми шпонками на насадную втулку концевого уплотне-



← **Рис. 3.18. Диски с осевыми призматическими шпонками**
1 — осевые шпонки; *2* — насадные диски; *3* — рабочие лопатки; *4* — штифты; *5* — разгрузочные отверстия; *6* — фиксирующие разъемные по диаметру кольца

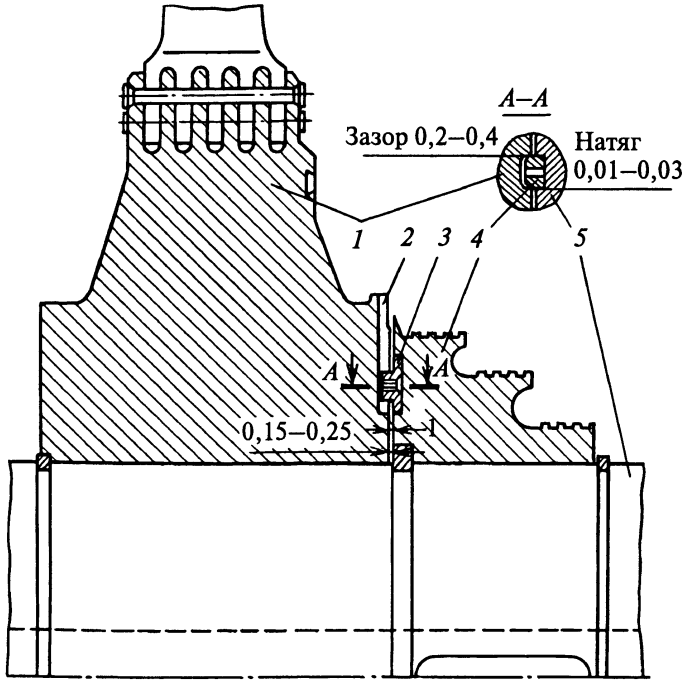


Рис. 3.19. Передача крутящего момента с диска на вал с помощью торцевой шпонки

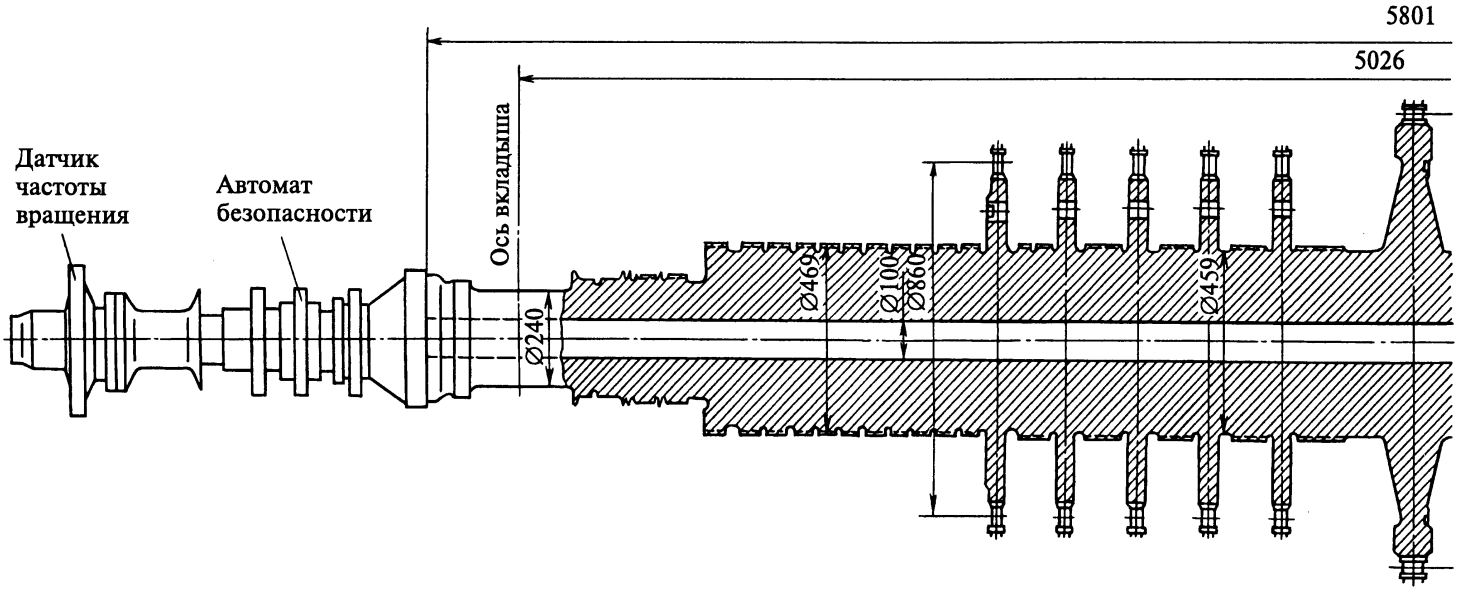


Рис. 3.20. Цельнокованый ротор

ния, а с него — на вал с помощью натяга (или через осевую шпонку при ослаблении насадки втулки).

Основное достоинство сборных роторов: их можно выполнить очень больших размеров с высоким качеством дисков и вала.

Основные недостатки сборных роторов связаны с высокой напряженностью насадных дисков, возможностью их ослабления и появления трещин из-за коррозии под напряжением в шпоночных пазах.

Цилиндры высокого, а в турбинах с промперегревом и среднего давления работают при высоких температурах, при которых интенсивно развивается ползучесть; разновидностью ползучести является релаксация напряжений — уменьшение напряжений в деталях за счет перехода части упругой деформации в необратимую деформацию ползучести. Например, контактное давление между диском и валом при высокой температуре со временем будет уменьшаться, освобождающая частота вращения падать, и в результате произойдет освобождение диска. *Поэтому использование насадных деталей в зоне высоких температур, в частности, применение сборных роторов, недопустимо.*

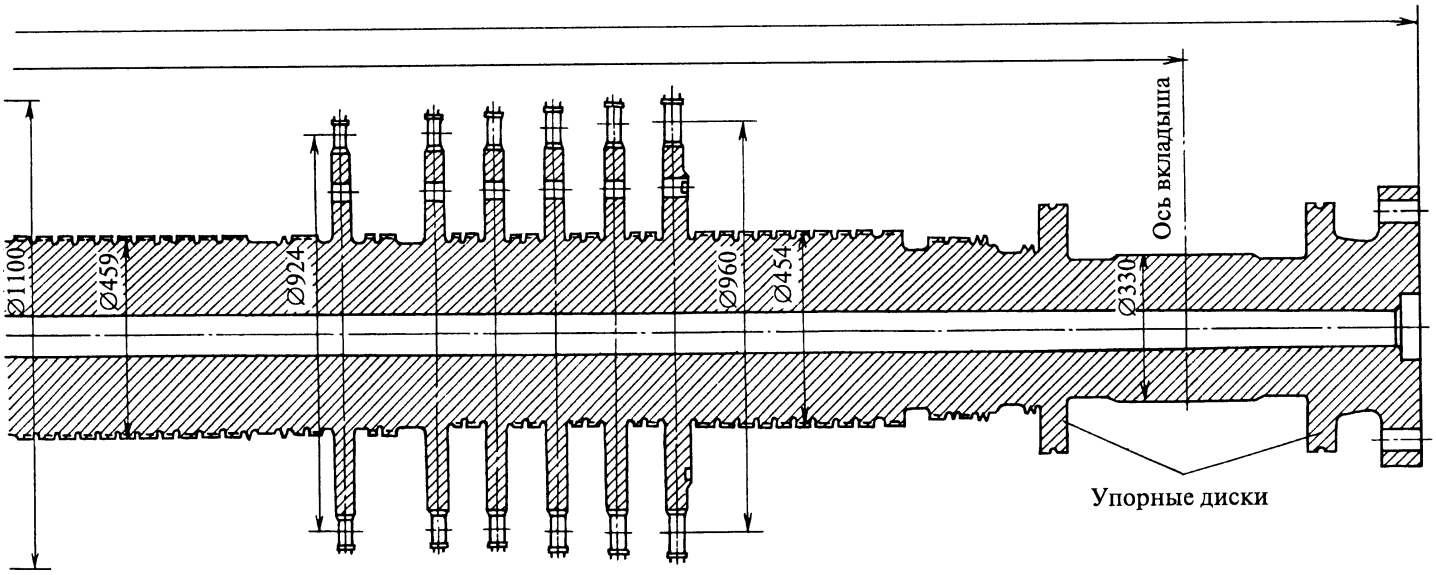
Основным типом роторов для ЦВД является цельнокованый ротор (рис. 3.20). Собственно ротор, состоящий из вала и дисков, выполняется из одной поковки. На периферии дисков выполняют пазы для установки рабочих лопаток.

Целесообразность использования цельнокованых роторов часто дополнительно обусловлена малыми объемными пропусками пара, не требующими поковок большого размера, качественное выполнение которых затруднено на стадии получения слитка и ковки.

Цельнокованые роторы (так же, как и валы для сборных роторов) почти всегда выполняются с центральным отверстием, поскольку при затвердевании слитка, начинающемся с периферии, именно в центральной зоне концентрируются вредные примеси и дефекты. Эти дефекты тем более опасны, что расположены они в зоне максимальных напряжений. Центральное отверстие, хотя и увеличивает напряжения в 2 раза и соответственно уменьшает критический размер дефектов, позволяет с помощью перископа и методами специальной ультразвуковой и порошковой дефектоскопии проверить поверхность отверстия и устранить дефекты, которые могут быть в нем. Используется оно и для периодического контроля за появлением и ростом дефектов в процессе эксплуатации. Как правило, такой контроль осуществляют во время капитальных ремонтов.

После осмотра полости отверстия его еще раз тщательно очищают и закрывают пробками, исключающими попадание в него посторонних предметов.

В тех случаях, когда на входе в цилиндр температура высокая, а объемный расход пара на выходе большой, используют комбинированный ротор: его паровпускная часть выполняется цельнокованой, а выходная — с насадными дисками (см. рис. 3.2).



ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

3.4.3. Конструкции соединительных муфт

Соединительные муфты связывают отдельные роторы цилиндров турбины и генератора в единое целое — валопровод.

Муфты — очень ответственные элементы валопровода, в значительной степени определяющие надежность работы всей турбины. Они передают крутящий момент с ротора на ротор и не должны разрушаться даже при его кратковременном повышении в 4—6 раз, например, при коротком замыкании в генераторе.

Качество изготовления, сборки и центровки полумуфт в значительной степени определяет вибрационное состояние турбоагрегата. При соединении роторов с расцентровками или изломами естественной линии прогиба вала возникает интенсивная вибрация, делающая эксплуатацию турбоагрегата невозможной.

Различают муфты жесткие, полужесткие и подвижные.

Жесткие муфты для обеспечения отсутствия вибрации требуют почти абсолютной центровки, не допуская ни смещения, ни излома осей соединяемых роторов.

Пример простейшей жесткой муфты, чаще всего используемой для соединения роторов ЦВД и ЦСД, показан на рис. 3.21. Полумуфты *1* и *3* выполнены в виде фланцев заодно с валами соединяемых роторов. Центровка полумуфт обеспечивается с помощью кольцевого выступа на одной полумуфте и впадины — на другой. Перед подъемом краном любого из роторов их раздвигают с помощью отжимных винтов, ввинчиваемых в отверстия *4*. Полумуфты стягиваются призонными болтами *2*, устанавливаемыми в строго соосные тщательно обработанные отверстия в полумуфтах с зазором 0,001—0,025 мм. Болты затягивают равномерно, контролируя их удлинения. Крутящий момент в жестких муфтах передается за счет сил трения между торцами полумуфт, возникающих из-за сжатия призонными болтами.

Для точной повторяемости сборки валопровода после рассоединения используются конические болты *5*.

На рис. 3.22 показана конструкция жесткой муфты с насадными полумуфтами, служащей для передачи крутящего момента с ротора турбины на ротор генератора.

Концы валов турбины *6* и генератора *9*, на которые насаживаются полумуфты *3* и *8*, выполняют с небольшой конусностью (примерно 0,5 %), а их посадочные поверхности пригоняют друг к другу по краске на длине 80—90 % посадочного участка. Затем полумуфту нагревают в кипящей воде или ацетиленовой горелкой до 100—130 °С и насаживают на вал до упорного буртика, следя за точным совпадением шпоночных пазов в полумуфте и вале. За-

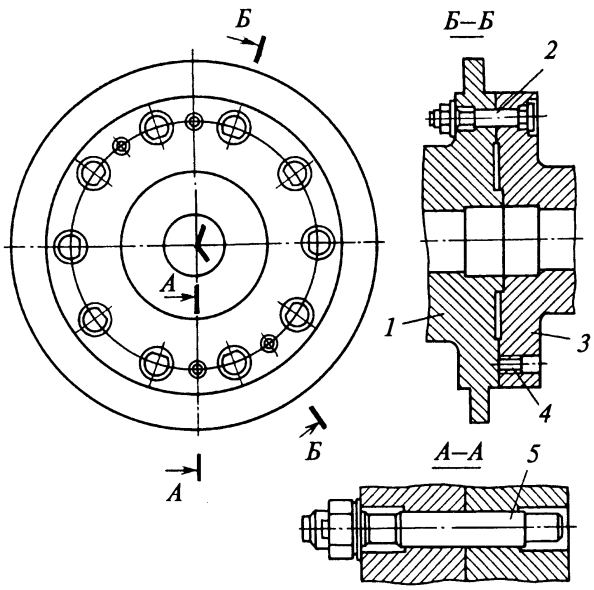


Рис. 3.21. Простейшая жесткая муфта

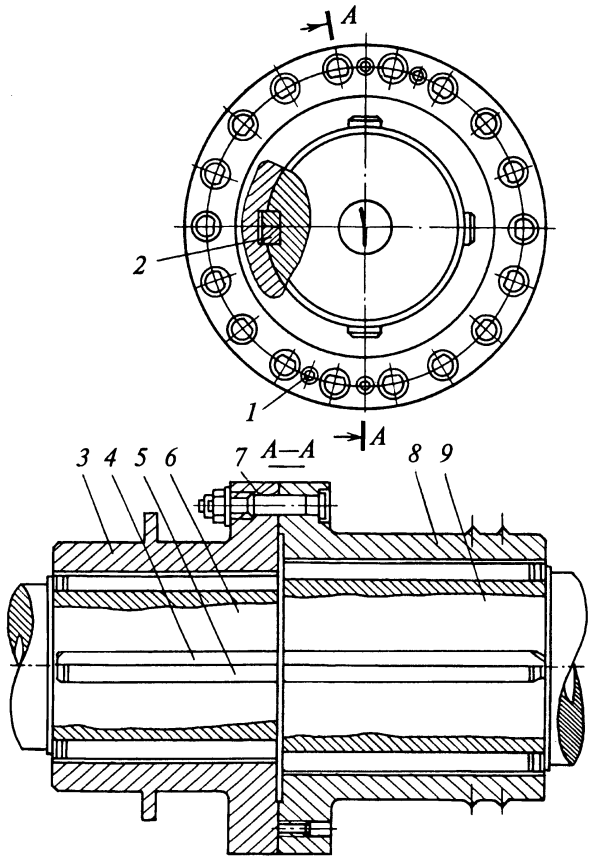


Рис. 3.22. Жесткая муфта

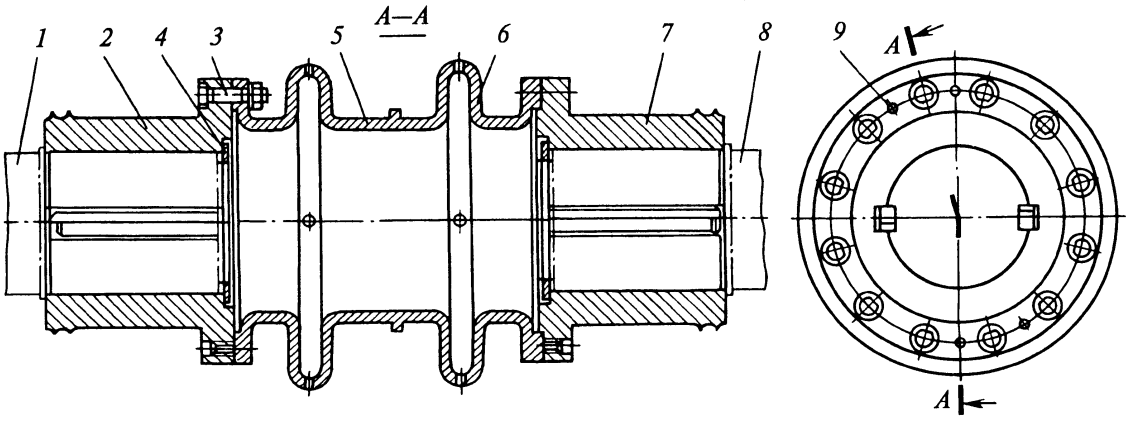


Рис. 3.23. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ
1, 8 — соединяемые валы; *2, 7* — соединяемые валы; *3* — призонные болты; *4* — гайки; *5* — соединительный элемент; *6* — компенсатор; *9* — конические болты

тем вставляют составные шпонки, состоящие из двух клинообразных частей: сначала закладывают длинную часть *4*, а затем короткую часть *5*, закрепляемую с торца винтом *2*. Передача крутящего момента осуществляется за счет сил трения между торцами полумуфты, сжимаемыми призонными болтами *7*. Повторяемость сборки обеспечивается двумя коническими болтами *1*.

Жесткие муфты просты и надежны, но требуют очень тщательного изготовления и монтажа.

Полужесткие муфты, иногда называемые полугибкими, допускают небольшой излом осей соединяемых валов, но не допускают их осевого смещения.

Пример конструкции полужесткой муфты показан на рис. 3.23. Полумуфты насаживают на концы валов обычным способом, а между ними устанавливают соединительный элемент, имеющий один или несколько волнообразных компенсаторов, допускающих небольшой излом осей роторов. Взаимная фиксация полумуфт и соединительного элемента осуществляется коническими болтами, а передача крутящего момента — за счет сил трения, создаваемых затяжкой призонных болтов.

Подвижные муфты, называемые иногда гибкими, допускают осевые смещения и изломы соседних валов. Примером подвижной муфты является зубчатая муфта (рис. 3.24).

На периферии полумуфт *5* и *7*, насаживаемых на концы соединяемых валов описанным способом, выполняют зубья *8* эвольвентного профиля, на которые надевают кожух *1* с соответствующими зубьями *9*. Фиксация кожуха на полумуфтах осуществляется кольцами *2* и *6*. Крутящий момент с вала на вал передается через зубья с ведущего вала на кожух, а с кожуха на ведомый вал.

Подвижные муфты для нормальной работы требуют обильной масляной смазки. Смазка обычно

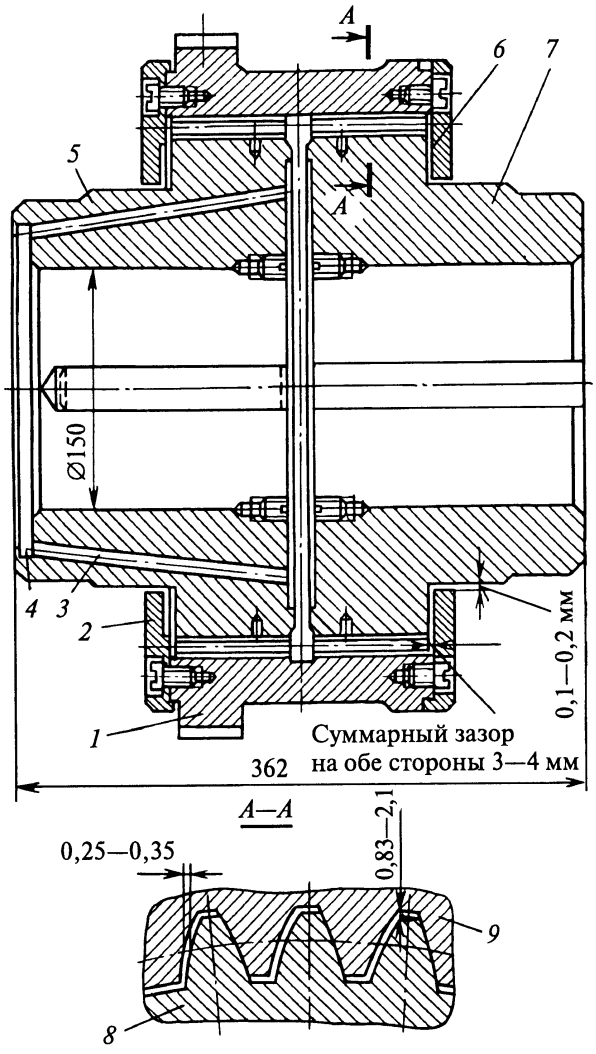


Рис. 3.24. Конструкция зубчатой муфты

подается от ближайшего вкладыша подшипника в кольцевую канавку *4*, из которой центробежной силой по каналам *3* она направляется к зубьям. При

ухудшении смазки муфту заклинивает: возникающие между контактирующими зубьями силы трения оказываются столь значительными, что их смещение становится невозможным и муфта начинает работать как жесткая. При этом растет осевое усилие на упорный подшипник и возникает опасность его аварии. Кроме того, поскольку центровка валов турбоагрегата при монтаже проводилась в предположении возможности смещения без жестких требований к центровке, возникает интенсивная вибрация. Совершенно аналогичное положение возникает при передаче через муфту слишком большого крутящего момента, исключающего возможность проскальзывания зубьев полумуфт и кожуха. Поэтому подвижные муфты используются только для передачи относительно небольших мощностей, не превышающих 60 — 70 МВт.

3.4.4. Материалы роторов

Для роторов и валов турбин используют высокопрочные стали, легированные хромом, молибденом, ванадием и никелем, присадки обычно составляют 1—3,5 %.

К материалу высокотемпературных цельнокованых роторов ЦВД и ЦСД ТЭС предъявляются два основных требования: они должны иметь высокое сопротивление ползучести и термической усталости. Наиболее употребительными для них являются стали Р2МА и ЭИ-415, обладающие высоким сопротивлением ползучести.

Материал роторов ЦНД должен обладать другими качествами: высокой статической прочностью, обеспечивающей надежную работу при высоких напряжениях, создаваемых центробежными силами лопаток и самого ротора, высокой вязкостью разрушения, препятствующей хрупкому разрушению при наличии дефектов, и высоким сопротивлением коррозионному растрескиванию.

Для дисков сборных роторов используют легированные стали с введением нескольких процентов никеля. Повышенное содержание никеля (до 3,5 %) повышает качество термообработки и обеспечивает однородность структуры и механических свойств. Типичной для использования является сталь 34ХН3М.

Никель — дорогой и дефицитный материал. Поэтому в ряде случаев используют сталь 35Х1Н2Ф, содержащую меньше никеля, но имеющую добавки молибдена и ванадия.

Для больших дисков с шириной ступицы более 450 мм получить качественную поковку с термообработкой на весь объем затруднительно. В этом случае используется сталь 30ХН3М2Ф, позволяющая выполнять диски с шириной более 0,5 м.

3.5. СТАТОР ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Под статором турбины понимают неподвижные детали ее цилиндров: корпуса турбин со встроенными в них корпусами подшипников (если они не выносные), обоймы для крепления диафрагм и сегментов концевых уплотнений, сами диафрагмы и сегменты уплотнений.

3.5.1. Условия работы статора

Условия работы статора менее тяжелые, чем ротора, прежде всего потому, что его детали не вращаются.

Основная нагрузка, действующая на корпус, диафрагмы, обоймы, — разность давлений. Под ее действием детали статора должны сохранять не только прочность, в том числе в условиях высоких температур, когда происходит ползучесть, но и жесткость и плотность.

Ползучесть материала приводит к короблению фланцевого разъема, остаточному прогибу диафрагм и обойм. Релаксация напряжений в болтах и шпильках вызывает ослабление затяжки и пропаривание разъемов.

Недостаточная жесткость может привести к большим взаимным перемещениям ротора и статора и задеваниям. Особенно трудно обеспечить жесткость корпусов ЦНД. Хотя разность давлений, действующая на корпус, как правило, не превышает атмосферного давления, обеспечить жесткость весьма сложно из-за большой поверхности цилиндра.

Недостаточная плотность приводит к паразитным протечкам пара и снижению КПД.

Нарушение плотности полостей турбины, связанных с атмосферой, недопустимо вообще, поскольку утечка пара в атмосферу увеличивает влажность в машинном зале.

Плотность корпусов обеспечивается с помощью фланцевого соединения, состоящего из двух продольных фланцев (рис. 3.25) и скрепляющих их болтов или шпилек, ввинчиваемых в нижнюю половину корпуса. Для скрепления фланцев используют специальные колпачковые гайки, внешний диаметр $d_г$ которых превосходит диаметр болта $d_ш$ в меньшей степени, чем для обычных стандартных болтовых соединений, в которых диаметр окружности описанной около граней гайки, вдвое больше $d_ш$. Это позволяет приблизить скрепляющие болты друг к другу, увеличить их число и уменьшить усилие, которое должен развивать один болт для создания плотного соединения.

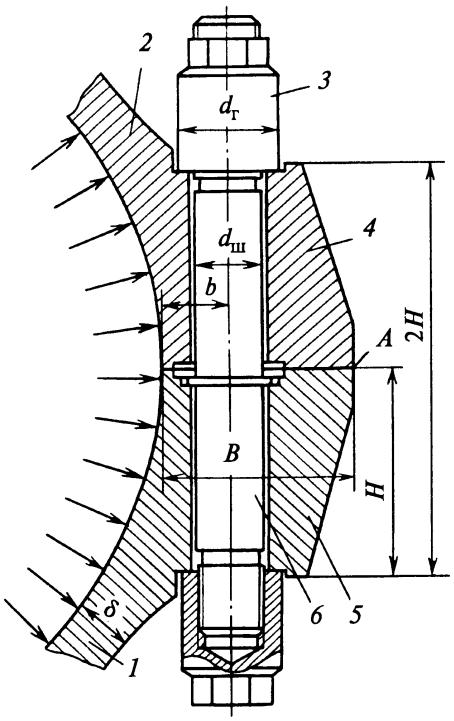


Рис. 3.25. Схема фланцевого соединения
1, *2* — нижняя и верхняя половины корпуса; *3* — гайка колпачковая; *4*, *5* — верхний и нижний фланцы; *6* — болт

Оси скрепляющих болтов располагают не на середине ширины B фланца, а стремятся максимально их приблизить к паровому пространству ($b < B/2$). Дело в том, что внутреннее давление, отрывающее половины корпуса друг от друга, действует как рычаг, опора которого находится в точке A, а усилие затяжки болта противодействует ему. Чем дальше ось болта будет отстоять от точки A, тем меньшее усилие требуется для противодействия отрывающему усилию. Именно поэтому ширина фланца B оказывается значительно большей, чем толщина стенки δ (рис. 3.25) и чем этого требует диаметр болта $d_ш$ для своего размещения. В свою очередь увеличенный размер B для обеспечения прочности самого фланца требует большой высоты фланца H.

При быстрых пусках и изменениях нагрузки, сопровождаемых быстрыми изменениями температуры в проточной части, в деталях статора, в первую очередь в корпусах ЦВД возникают температурные напряжения, циклическое повторение которых вызывает малоцикловую усталость материала и появление трещин.

3.5.2. Конструкции корпусов ЦВД и ЦСД

Конструкция корпусов ЦВД и турбины зависит от основных факторов: начальных параметров и предполагаемых режимов эксплуатации.

Для турбин на умеренные начальные параметры корпуса ЦВД выполняют одностенными. В такой конструкции на стенку корпуса действует разность давлений пара в турбине и атмосферы. В большинстве случаев одностенные корпуса используются и для ЦСД.

С повышением начальных параметров одностенная конструкция становится нерациональной, так как для обеспечения плотности фланцевое соединение приходится выполнять очень громоздким, а это затрудняет свободное тепловое расширение корпуса вслед за ротором при быстрых изменениях режима работы и увеличивает температурные напряжения во фланцах. В таких случаях корпус ЦВД выполняют двухстенным. В нем на каждый из корпусов действует только часть разности давлений. Это позволяет выполнить его с тонкой стенкой и легкими фланцами. Кроме того, двухстенная конструкция позволяет локализовать во внутреннем корпусе зону высоких температур, а внешний корпус выполнить из более дешевых и технологичных материалов.

Преимущества двухстенной конструкции настолько велики, что ее часто используют для повышения маневренности турбины — способности быстро пускаться и изменять нагрузку без опасности задеваний вращающихся деталей о неподвижные и появления трещин малоцикловой усталости.

На рис. 3.26 показана конструкция одностенного корпуса ЦВД турбины с давлением на входе около 10 МПа.

Корпус состоит из нижней половины *2* и крышки *3*, соединяемых фланцами *7* и *9*, и шпильками, ввинчиваемыми в нижнюю половину корпуса и проходящими через отверстия *19* в крышке (шпильки на рисунке не показаны). В крышку корпуса и его нижнюю половину вварены по две сопловые коробки *5*, к штуцерам которых приварены корпуса *1* и *4* регулирующих клапанов. Пар из корпуса регулирующего клапана поступает в сопловую коробку, проходит через проточную часть турбины справа налево и выходит через два выходных патрубка *20*, отлитых заодно с нижней половиной корпуса.

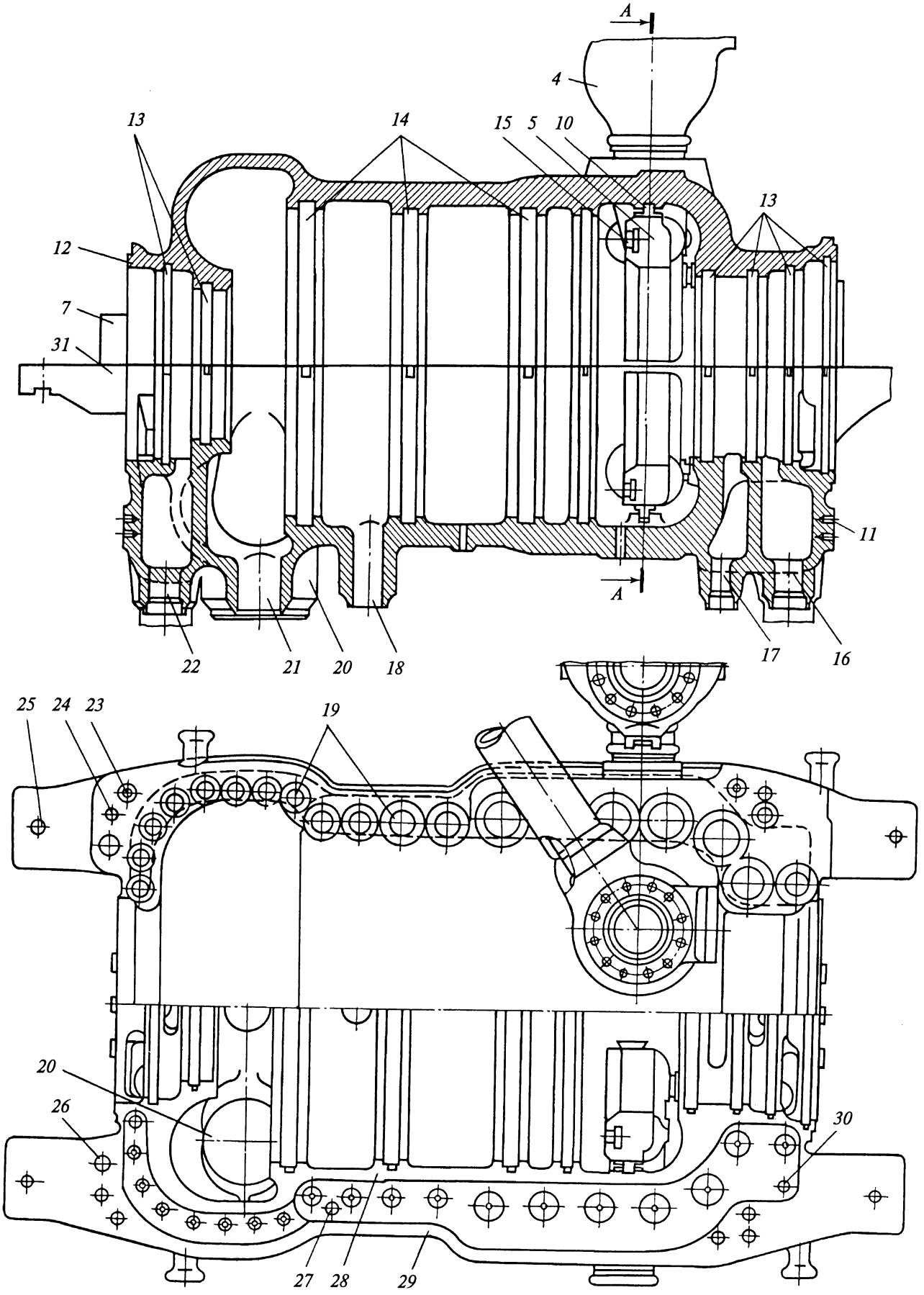


Рис. 3.26. Одностенный корпус ЦВД

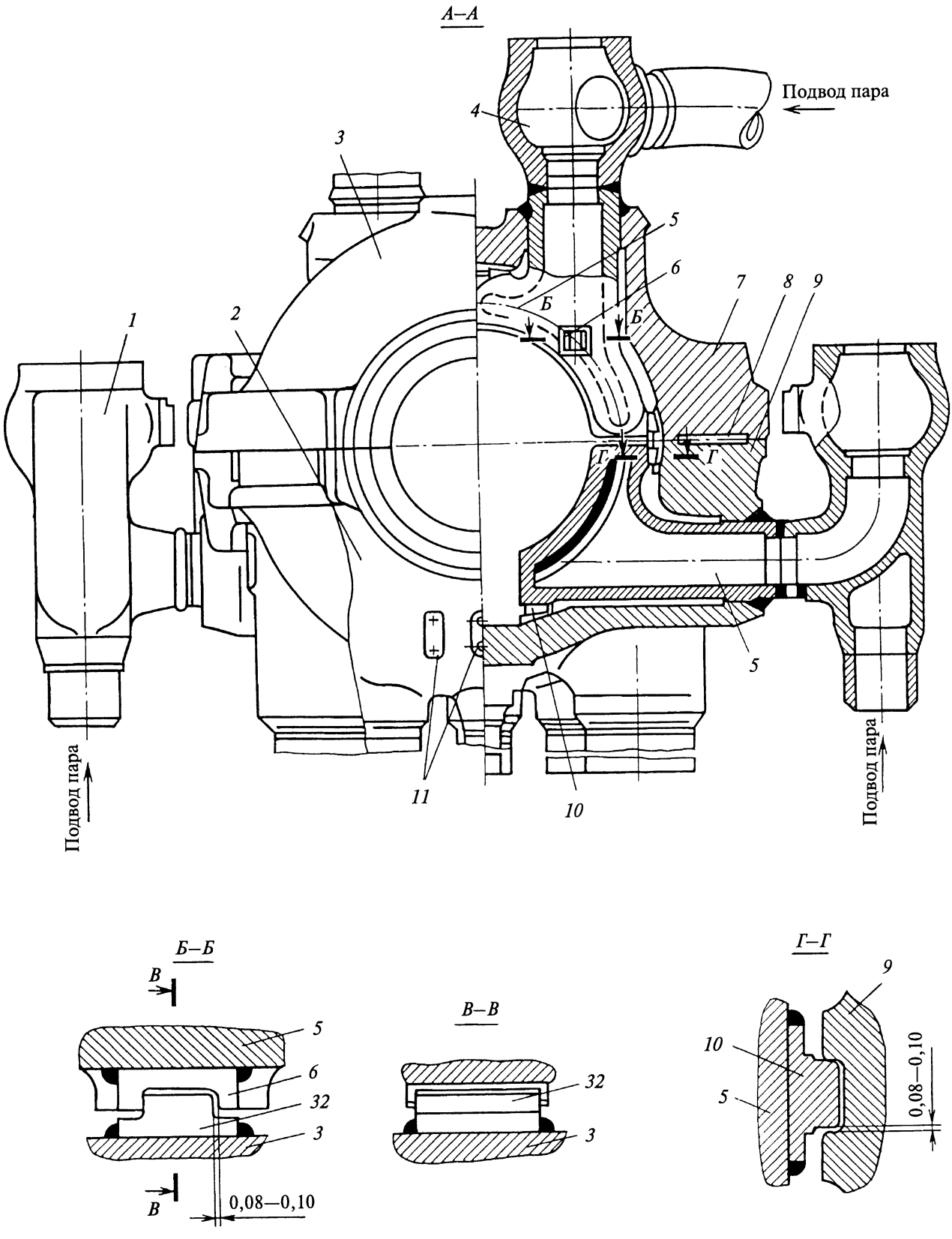


Рис. 3.26. (окончание)

Сопловые коробки *5*, приваренные к корпусу, *имеют возможность свободно расширяться таким образом, чтобы, с одной стороны, не возникало усилий в сварочном шве, а с другой — опасности задеваний о них вращающихся частей. Для этого служит специальная система шпонок.* Две шпонки *10* (см. сечение *Г—Г* на рис. 3.26) фиксируют положение сопловых коробок в плоскости *А—А*, допуская их перемещение только в ней и исключая осевые задевания сопловых коробок о вращающийся рядом диск регулирующей ступени. Шпонка *32*, установленная в шпоночном пазу *6* (см. сечение *Б—Б*), допускает расширение сопловой коробки. Таким образом, сопловая коробка может свободно расширяться от пояска сварки вдоль штуцера, но только в плоскости ее установки.

Внутренняя поверхность корпуса имеет ряд расточек для установки статорных деталей. Расточки *14* служат для установки обойм, в которых размещаются диафрагмы, расточки *13* — для установки обойм сегментов концевых уплотнений (к торцевым поверхностям *12* крепятся дополнительные обоймы концевых уплотнений). В расточки *15* заводятся сегменты сопл регулирующей ступени.

Патрубок *18* и патрубок *21*, расположенный между выходными патрубками *20*, а также патрубки *16*, *17* и *22* отсосов из уплотнений служат для отвода пара в систему регенеративного подогрева питательной воды.

При монтаже турбины нижняя половина корпуса продолжением своих фланцев — лапами *31* — устанавливается на корпуса подшипников (см. ниже) и прицентровывается к ним. Для этого в лапах выполняются шпоночные пазы, а на торцевых поверхностях корпуса — площадки *11* для установки вертикальных шпонок. После установки нижней половины корпуса во вкладыши опорных подшипников укладывают ротор. Затем устанавливается крышка. В отверстия *23* во фланце нижней половины перед опусканием крышки устанавливают направляющие колонки, вдоль которых и опускают крышку. Это исключает опасность смятия тонких гребешков в диафрагменных и концевых уплотнениях. Для полной повторяемости сборки при капитальных ремонтах в отверстия *26* устанавливают чистые контрольные болты (рис. 3.27).

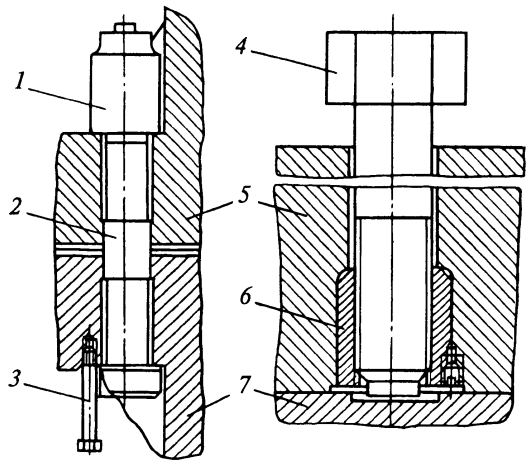


Рис. 3.27. Контрольный и отжимной болты
1 — колпачковая гайка; *2* — контрольный болт; *3* — винт, препятствующий выпадению контрольного болта при разборке; *4* — отжимной болт; *5* — крышка корпуса; *6* — втулка с резьбой; *7* — нижняя часть корпуса

При затяжке шпилек или болтов большого диаметра (а он в корпусах ЦВД может достигать 200 мм) используется тепловая затяжка, обеспечивающая легкость затяжки и отсутствие надиров на поверхностях контакта. Перед затяжкой шпильку разогревают с помощью карборундового электронагревателя, вставляемого в осевое сверление шпильки, или подачей туда горячих продуктов сгорания. Контролируя температуру шпильки, можно добиться ее вполне определенного теплового удлинения, эквивалентного тем напряжениям растяжения, которые возникнут в шпильке после ее затяжки и сокращения в результате охлаждения.

Прилегание крышки к нижней половине должно быть настолько плотным, чтобы исключить пропаривание разъема. Поэтому разъем тщательно шабрится. Для уменьшения поверхности шабрения как при изготовлении турбины, так и при капитальных ремонтах, в период между которыми может происходить коробление корпуса, во фланцах выполняют обнизку *8* и шабровке подвергают только пояски *28* и *29* (см. рис. 3.26).

Необходимость гарантированной плотности фланцевого разъема приводит к его большой ширине и массивности, что, как указывалось выше, снижает маневренность турбины. Для того чтобы обеспечить прогрев фланца с такой же скоростью, как и стенки корпуса, его снабжают обогревом.

В частности для корпуса, показанного на рис. 3.26 его выполняют подачей горячего пара

в короба из листовой стали, приваренные к внешней поверхности фланца (не показаны на рис. 3.26).

Быстрый прогрев фланца в вертикальном направлении может привести к тому, что в холодной шпильке и без того растянутой силой затяжки фланцев возникнут дополнительные напряжения. Это может привести к появлению в шпильке пластических деформаций растяжения, и ее рабочая часть удлинится. Тогда в стационарном режиме, когда шпилька прогреется до той же температуры, что и фланец, и расширится, произойдет пропаривание фланцевого разъема. Для того чтобы обеспечить прогрев шпильки в том же темпе, что и фланца, через отверстие *30* в обнизку подается горячий пар, обтекающий верхнюю часть шпилек (подробнее см. гл. 15). Сбрасывается пар через отверстие *27*.

Контроль качества сборки на электростанции после установки турбины и присоединения паропроводов (после изготовления турбина проходит первую контрольную сборку на заводе) выполняется с помощью специальных динамометров, устанавливаемых в отверстия *25* в лапах корпуса.

Перед закрытием цилиндра поверхность фланцевого разъема для лучшей плотности смазывают графитом или специальной мастикой. При длительной работе мастика «схватывает» крышку и нижнюю часть корпуса, что затрудняет легкий подъем крышки во время капитального ремонта после разболчивания фланцевого соединения. Для первоначального отжатия крышки от нижней половины в отверстия *24* (см. рис. 3.26) крышки ввинчивают отжимные болты. Ввинчиваясь во втулку (см. рис. 3.27), отжимной болт своим торцом упирается в поверхность нижней половины корпуса и отрывает крышку.

На рис. 3.28 показана конструкция **двухстенного корпуса** на сверхкритические параметры пара.

Пар к турбине поступает по гибким паропроводам *3* к четырем штуцерам *10* и из них — в четыре сопловые коробки *9*.

Пройдя сопла регулирующей ступени, установленные в расточках сопловых коробок, пар проходит проточную часть, расположенную во внутреннем корпусе *11*. Затем он поворачивается на 180° и движется сначала в межкорпусном пространстве между внутренним *11* и внешним *12* корпусами, а потом через проточную часть, установленную во внешнем корпусе *12*. Пар из цилиндра выходит через два патрубка *5*. Таким образом, в корпусе реализуется противоточная схема движения пара.

Сборка такого цилиндра осуществляется следующим образом.

С помощью лап *1* внешний корпус устанавливается на приливы подшипников и прицентровывается к корпусам подшипников вертикальными шпонками *2*, расположенными в вертикальной плоскости симметрии цилиндра (подробнее см. § 3.11). В нижней половине *17* внешнего корпуса выполнены четыре выборки *19*, а на фланце нижней половины *18* внутреннего корпуса — опорные лапки *7*, которыми он свободно подвешивается во внешнем корпусе. При этом штуцера нижних сопловых коробок *9* свободно надеваются на штуцера *10*.

Поскольку и через внутренний, и через внешний корпус проходит один и тот же ротор, ясно, что *внутренний корпус должен быть прицентрован к внешнему*, т.е. их оси должны совпадать. Для этого нижняя половина внутреннего корпуса подвешивается в нижней половине наружного корпуса таким образом, чтобы плоскости разъема внешнего и внутреннего корпусов совпадали. Для этого используются опорные лапки *7*. В вертикальной плоскости обеих половин внутреннего цилиндра устанавливаются по две продольные шпонки *6*.

Таким образом, подвеска внутреннего корпуса на уровне разъема и продольные шпонки обеспечивают центровку внутреннего корпуса во внешнем.

Если не принять дополнительные меры, то при сохранении центровки внутренний корпус сможет перемещаться во внешнем в меру податливости штуцеров *10*. При этом будет возникать опасность их выламывания в месте сварки. Поэтому строго на оси паровпуска между корпусами устанавливают по две (на каждой половине) вертикальные шпонки *8*. Пересечение трех плоскостей — горизонтальной плоскости подвески внутреннего корпуса во внешнем, вертикальной плоскости симметрии и поперечной плоскости паровпуска образует фикспункт — точку *20* (см. рис. 3.28), от которой происходит свободное расширение внутреннего корпуса во внешнем при сохранении центровки.

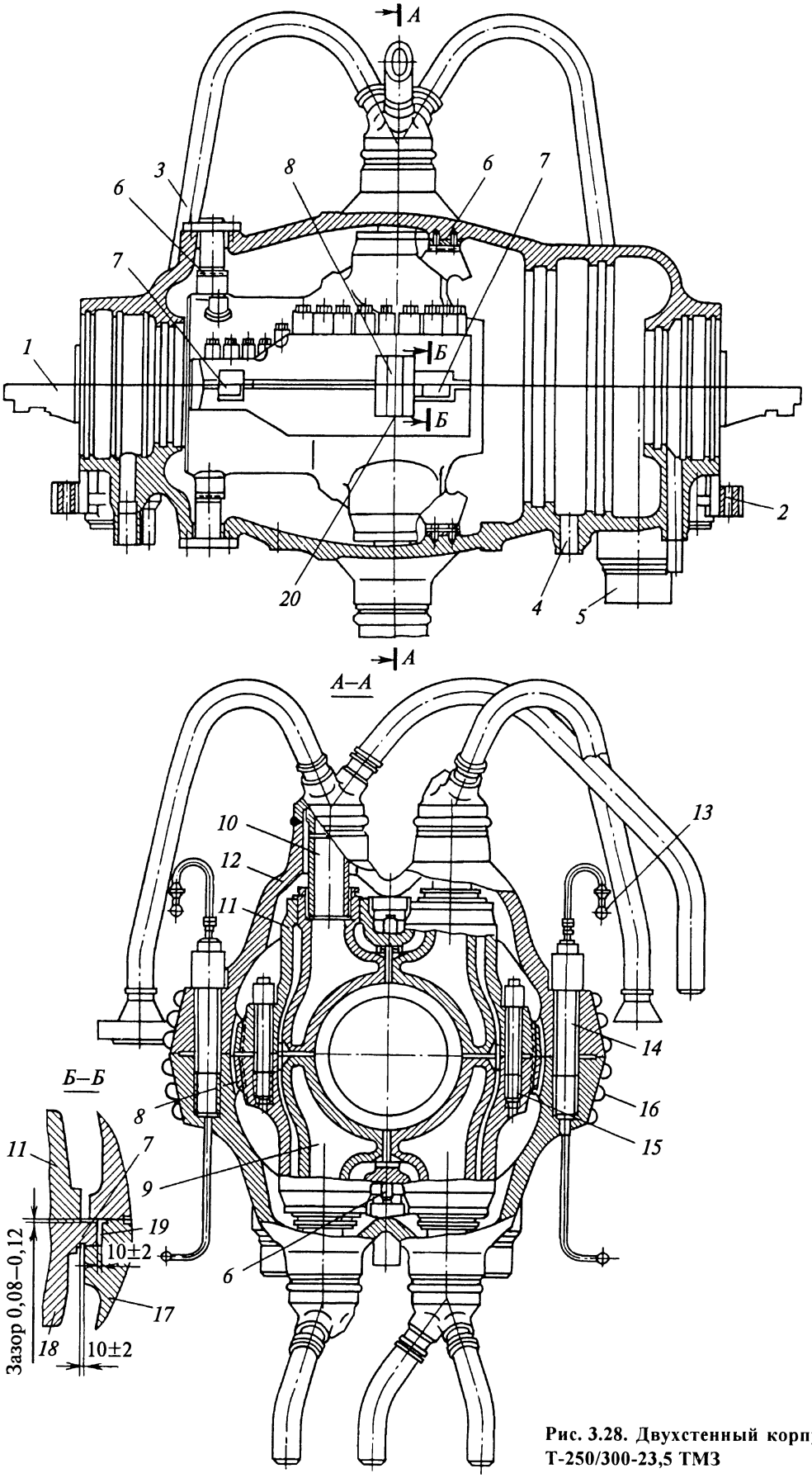


Рис. 3.28. Двухстенный корпус ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

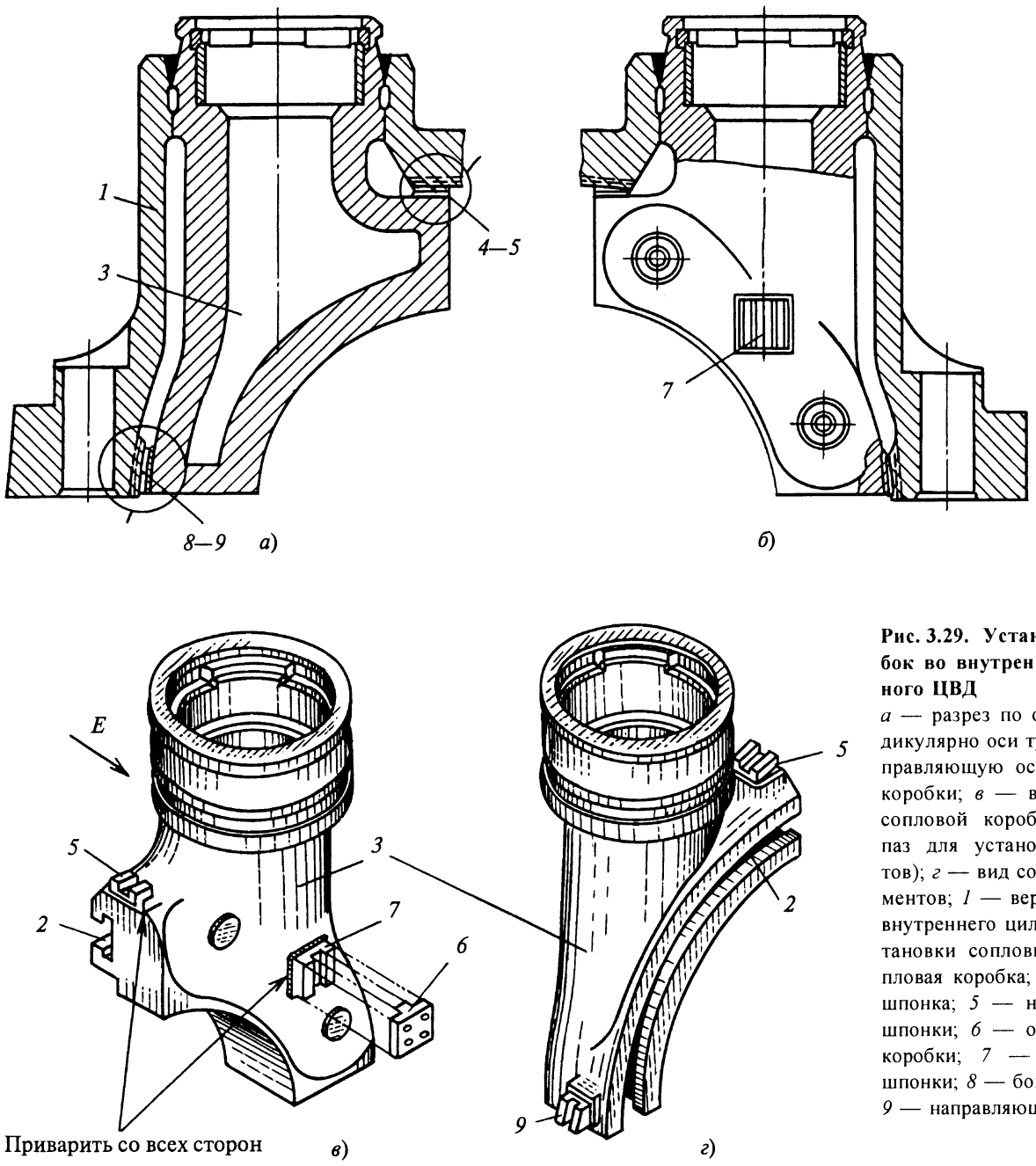


Рис. 3.29. Установка сопловых коробок во внутреннем корпусе двухстенного ЦВД

а — разрез по оси паровпуска перпендикулярно оси турбины; *б* — вид на направляющую осевой шпонки сопловой коробки; *в* — вид с тыльной стороны сопловой коробки (виден Т-образный паз для установки сопловых сегментов); *г* — вид со стороны сопловых сегментов; *1* — верхняя половина корпуса внутреннего цилиндра; *2* — паз для установки сопловых сегментов; *3* — сопловая коробка; *4* — верхняя окружная шпонка; *5* — направляющая окружной шпонки; *6* — осевая шпонка сопловой коробки; *7* — направляющая осевой шпонки; *8* — боковая окружная шпонка; *9* — направляющая окружной шпонки

Вернемся к сборке цилиндра. После центровки нижней половины внутреннего корпуса во внешнем и нижних половин обойм (не показанных на рисунке) во внешнем корпусе в его расточках устанавливают ротор турбины и закрывают внутренний цилиндр крышкой *11* (см. рис. 3.28), а обоймы — верхними половинами. Фланцевый разъем затягивается шпильками *15*. Затем опускают крышку внутреннего корпуса, которая своими верхними паровпусками со штуцерами *10* входит в расточки сопловых коробок *9*, затягивают шпильками *14* фланцевый разъем внешнего корпуса. Патрубок *4* используют для отбора пара. Внешний корпус имеет короба *16* для обогрева фланцев и коллектор *13* для обогрева шпилек.

Конструкция и способ установки сопловой коробки во внутреннем корпусе показаны на рис. 3.29. Штуцер сопловой коробки цилиндрической формы вваривается в воротники внутреннего корпуса. От сварочного пояска сопловая коробка расширяется вдоль окружных и осевых шпонок, устанавливаемых на корпусе турбины. К сопловой коробке крепятся направляющие шпонки.

На рис. 3.30 показана нижняя часть внешнего корпуса ЦВД с установленным в ней внутренним

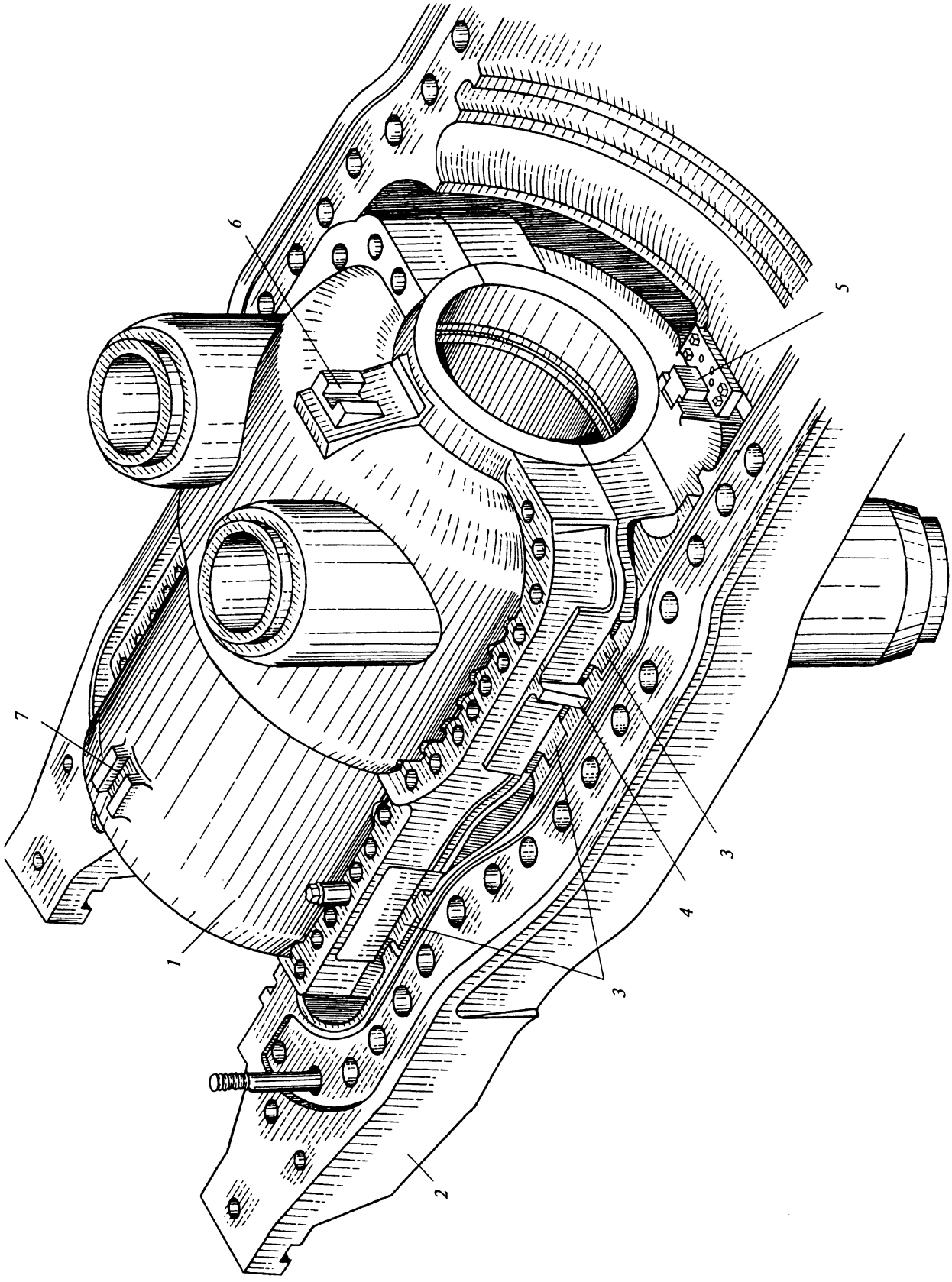


Рис. 3.30. Установка внутреннего корпуса двухстенного цилиндра во внешнем корпусе
1, 2 — внутренний и внешний корпус; *3* — опорные лапки; *4* — окружная боковая шпонка; *5* — вертикальная центральная шпонка; *6* — направляющий паз вертикальной центральной шпонки; *7* — направляющий паз продольной шпонки

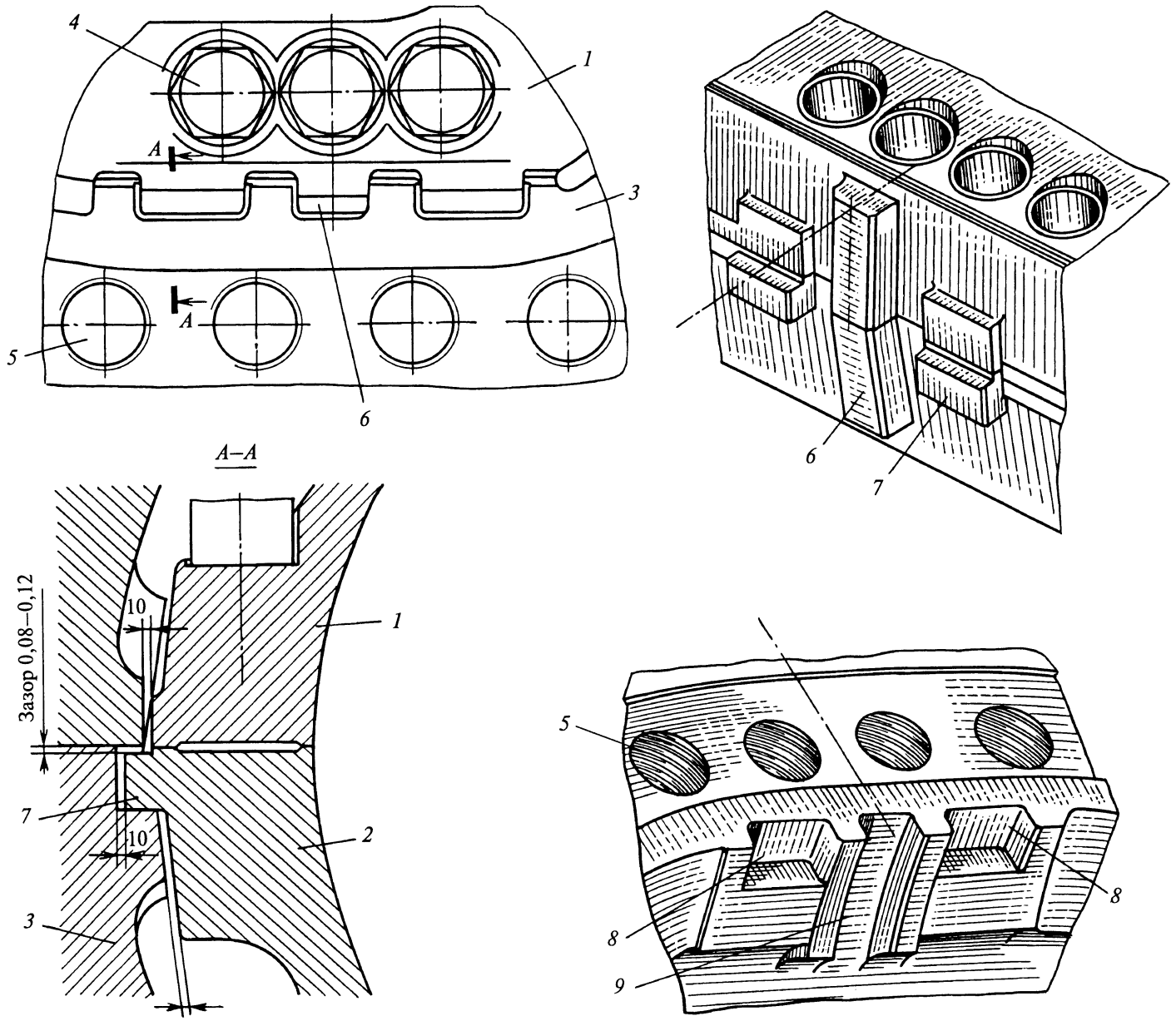


Рис. 3.31. Детали подвески внутреннего корпуса двухстенного ЦВД во внешнем корпусе
1, 2 — верхняя и нижняя половины внутреннего корпуса; *3* — нижняя половина внешнего корпуса; *4* — гайки скрепляющих шпилек внутреннего корпуса ЦВД; *5* — резьба под шпильки в нижней половине внешнего корпуса; *6* — окружные шпонки; *7* — опорные лапки; *8* — выборки под опорные лапки *7*; *9* — направляющая окружных шпонок 6

корпусом, а на рис. 3.31 — фрагменты закрепления внутреннего корпуса во внешнем.

На рис. 3.32 показана конструкция паровпуска ЦВД с двухстенным корпусом. На паровпускном штуцере выполнены проточки, на которые надеты разрезные уплотнительные кольца. Сам штуцер приваривается к внешнему корпусу. В расточку сопловой коробки, приваренной к внутреннему корпусу, с натягом устанавливают закаленную втулку и закрепляют ее специальным стопорным сегментом. За счет разреза и упругости уплотнительные кольца, диаметр которых в свободном состоянии несколько больше внутреннего диаметра втулки, могут сжиматься. В результате они входят во втулку, образуя с ней плотное, но подвижное соединение, не мешающее свободному взаимному вертикальному перемещению внутреннего и внешнего корпусов.

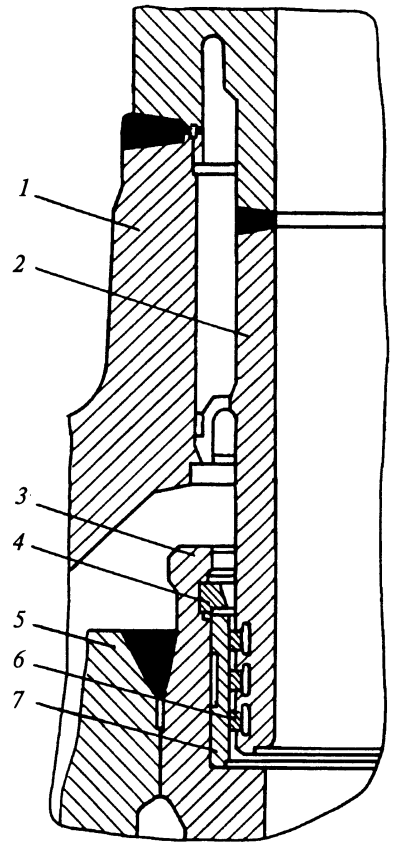


Рис. 3.32. Конструкция паровпуска двухстенного ЦВД
1 — внешний корпус; *2* — паровпускной штуцер; *3* — сопловая коробка; *4* — стопорные сегменты; *5* — внутренний корпус; *6* — уплотнительные (поршневые) кольца; *7* — втулка

3.5.3. Конструкция корпусов ЦНД

Основная характерная особенность ЦНД — большие габариты, вызванные стремлением уменьшить потерю с выходной скоростью. Большие габаритные размеры делают литую конструкцию ЦНД нерациональной: литой корпус имел бы слишком большую массу. Поэтому корпуса ЦНД турбин выполняют сварными из листовой стали. Хотя перепад давлений на корпус ЦНД невелик, его большие размеры обусловливают действие на него больших сил от атмосферного давления. Поэтому корпус должен иметь большое число ребер и подкосов, делающих его достаточно жестким.

Для возможности установки ротора корпус ЦНД выполняют с горизонтальным разъемом. Но, как правило, он имеет и несколько технологических вертикальных разъемов: после изготовления отдельных частей корпуса их соединяют по вертикальным разъемам на турбинном заводе и в дальнейшем вскрывают только горизонтальный разъем.

Корпуса ЦНД выполняют двух типов: одностенными и двухстенными.

Пример конструкции **одностенного корпуса**, часто называемой корпусом с внешней обоймой, показан на рис. 3.33.

Корпус состоит из сварной (иногда ее выполняют литой) средней части — обоймы *9*. К ней двумя технологическими разъемами присоединены два выходных патрубка *8*, в которые вварены нижние половины корпусов подшипников. Такие подшипники называются встроенными.

Пар в цилиндр поступает через выходные патрубки *16*. Диафрагмы проточной части установлены в расточках *10* обоймы. На крышке корпуса расположены атмосферные клапаны *11*, открывающие выход пара из цилиндра при превышении давления в нем выше атмосферного.

Нижняя часть *4* корпуса подшипника, вваренная в нижнюю часть корпуса, закрывается крышкой *6* (после установки ротора турбины и установки крышки корпуса турбины). Корпус подшипника имеет расточки *5* под вкладыши опорных подшипников, на которые опираются шейки роторов двух соседних цилиндров. Масло для смазки подшипников подается к вкладышам через фланцевое соединение *12* по маслопроводу *7*. Слив масла из корпуса выполняется из полости *2*. В пространстве корпуса подшипника между расточками *5* размещается муфта.

Корпус ЦНД опирается на фундамент с помощью опорного пояса (см. § 3.11) и расширяется по его плоскости от фикспункта — неподвижной точки, образованной пересечением линии продольных шпонок *1* и *14* и поперечных шпонок *15*, установленных между опорным поясом и фундаментными рамами. Нижняя часть корпуса подшипника *4* имеет боковые приливы, на которых располагаются поперечные шпонки *13*. На них своими пазами устанавливаются лапы соседнего корпуса ЦСД. Совмещение вертикальных плоскостей ЦСД и ЦНД осуществляется с помощью вертикальной шпонки *3*.

Рассмотренная конструкция одностенного корпуса ЦНД имеет ряд недостатков. В ней обойма и выходные патрубки представляют собой единое целое, поэтому деформация каждой из частей сказывается на деформации остальных. Атмосферное давление, действующее на большую поверхность выходных патрубков, передается и на обойму. Сама обойма имеет температуру 200—240 °С, а жестко присоединенные к ней патрубки — температуру 20—30 °С. Поскольку осевые и радиальные перемещения этих элементов должны быть согласованы (ведь конст-

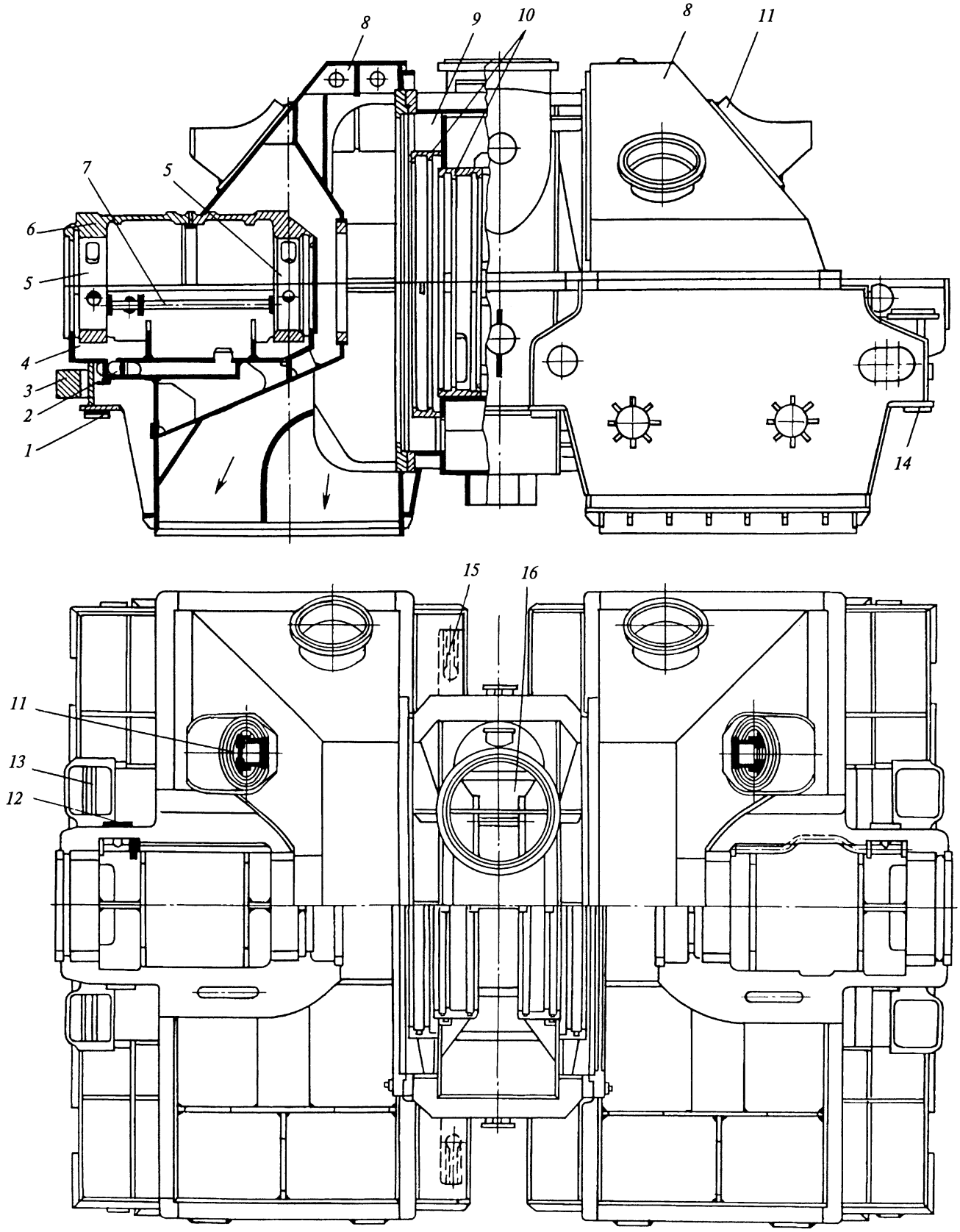


Рис. 3.33. Конструкция одностенного корпуса ЦНД

рукция представляет собой единое целое), в них возникают дополнительные напряжения и коробления. Под действием веса воды в конденсаторах деформируются выходные части ЦНД, а вместе с ними — и обойма. В свою очередь деформация обоймы вызывает опасность защемления диафрагм и задеваний вращающихся деталей о неподвижные.

Поэтому во многих ЦНД используют **двухстенный корпус**, или корпус с внутренней обоймой (внутренним корпусом). Обойма свободно устанавливается во внешнем корпусе, деформации которого практически не передаются на обойму.

На рис. 3.34 показана конструкция двухстенного корпуса ЦНД. Внешний его корпус — сварной. Он состоит из двух выходных и средней частей, соединенных технологическими фланцами. Горизонтальный разъем внешнего корпуса тщательно уплотняется, для того чтобы исключить присосы атмосферного воздуха в конденсатор. Воздух затрудняет конденсацию пара и повышает давление в конденсаторе, уменьшая мощность турбины (см. § 5.3).

Обойма устанавливается во внешнем корпусе следующим образом. Фланец нижней части обоймы имеет четыре лапки (рис. 3.35), которыми он подвешивается во внешнем корпусе на уровне горизонтального разъема. Для исключения проворота обоймы за счет реактивных усилий, действующих на диафрагмы, обойма дополнительно удерживается скобами, которые, однако, не препятствуют свободному поперечному тепловому расширению обоймы.

Для фиксации общей поперечной плоскости корпусов в их нижней части устанавливают две вертикальные шпонки (см. рис. 3.34 и 3.35). Совпадение

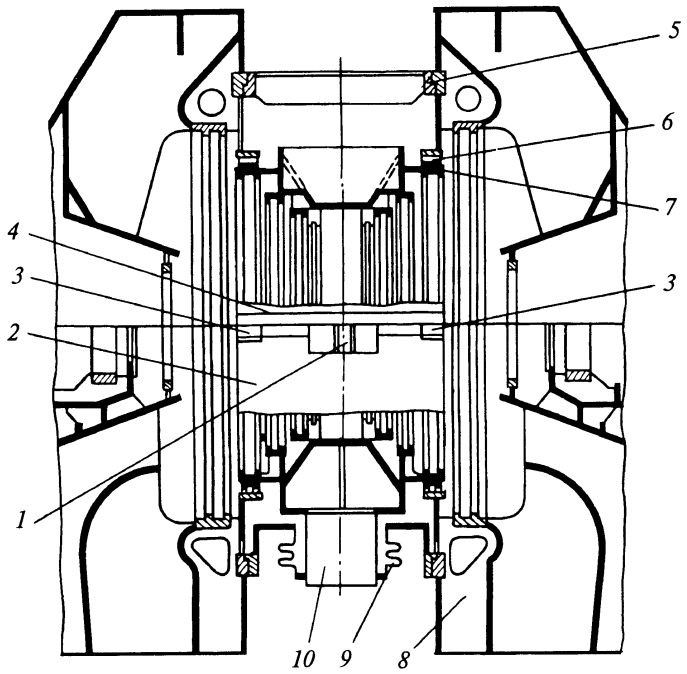


Рис. 3.34. Конструктивная схема двухстенного корпуса ЦНД

1 — вертикальная шпонка; *2* — нижняя часть обоймы; *3* — лапки для подвески обоймы; *4* — крышка обоймы; *5* — фланец; *6* — продольная шпонка; *7* — обойма; *8*, *10* — патрубки отборов пара; *9* — компенсатор

вертикальных плоскостей обеспечивается четырьмя продольными шпонками. *Фикспункт внутреннего корпуса по отношению к внешнему располагается на пересечении вертикальной и поперечной плоскостей и горизонтальной плоскости подвески.*

Впуск пара в ЦНД осуществляется по двум ресиверным трубам, расположенным по сторонам турбины, в нижнюю половину цилиндра. Паро-

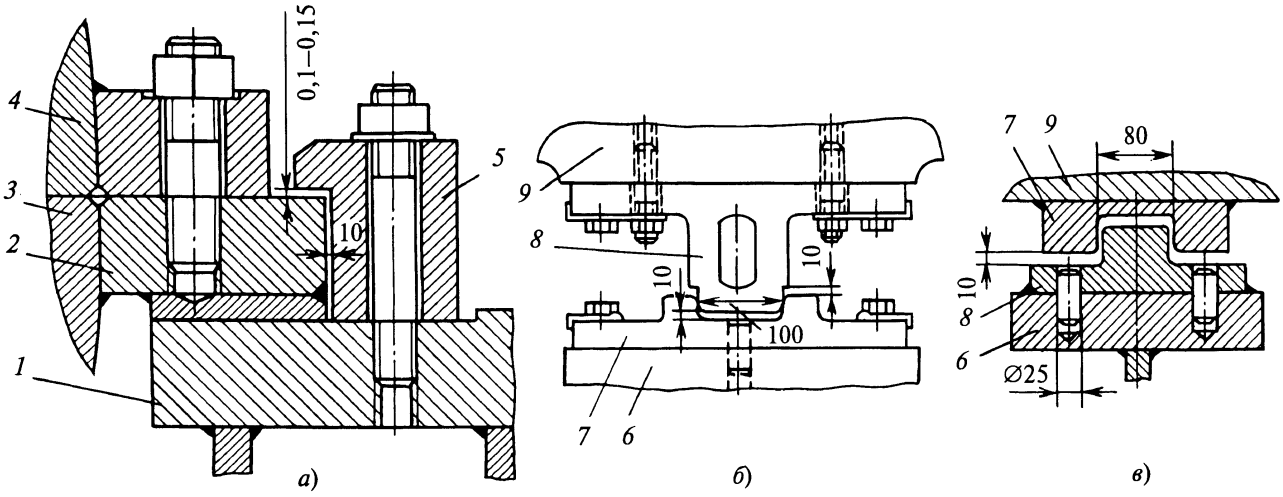


Рис. 3.35. Детали установки обоймы в корпусе ЦНД

а — подвеска обоймы; *б* — вертикальная шпонка; *в* — продольная шпонка; *1* — кронштейн для подвески; *2* — лапка; *3*, *4* — нижняя половина и крышка обоймы; *5* — прижимная скоба; *6* — внешний корпус; *7* — шпоночный паз; *8* — шпонка; *9* — обойма

впуск между внешним и внутренним корпусами имеет компенсатор взаимных расширений.

Кроме рассмотренных конструкций корпусов имеются комбинированные корпуса, объединяющие части среднего и низкого давлений (ЦСНД), конструкцию которых легко понять, изучив приведенные выше принципы создания рассматриваемых конструкций.

3.6. ОБОЙМЫ ДИАФРАГМ

Диафрагмы турбин устанавливают либо непосредственно в корпус турбин, либо в обоймы, объединяющие несколько диафрагм.

Установка обойм в кольцевые расточки в корпусе турбины показана на рис. 3.36.

Обойменная конструкция цилиндра имеет ряд преимуществ. Большое кольцевое пространство между гребнями соседних обойм создает удобные камеры для отбора пара. При отсутствии обойм возникает необходимость в создании камеры отбора, поскольку близкое размещение ступеней к патрубку отбора создает окружную неравномерность потока между ступенями и приводит к вибрации и усталости рабочих лопаток. Создание камеры отбора повлечет, с одной стороны, увеличение длины турбины, а с другой — снижение экономичности из-за потерь с выходной скоростью в ступени, расположенной перед отбором.

Установка обойм упрощает сборку и монтаж турбины, поэтому обоймы часто используются и в цилиндрах, где отборы отсутствуют.

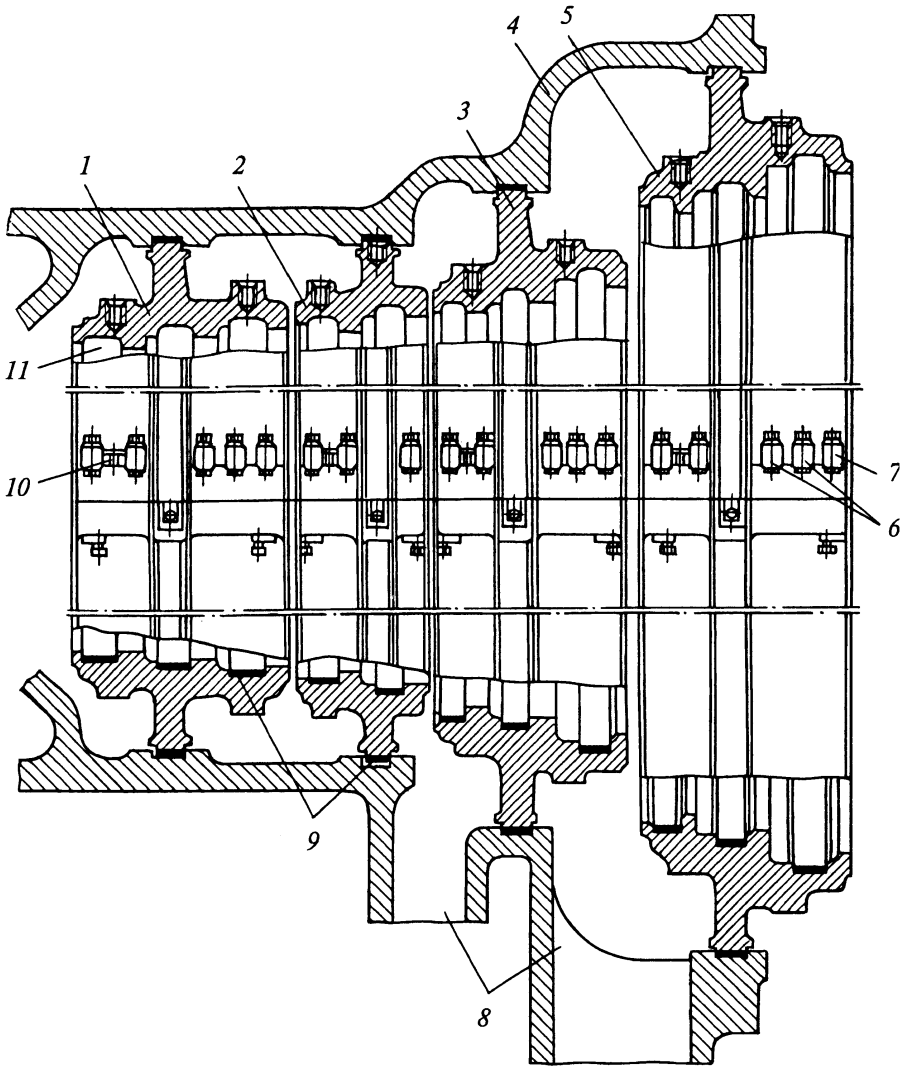


Рис. 3.36. Установка обойм диафрагм в корпусе турбины

1—4 — обоймы; *5* — корпус турбины; *6* — скрепляющие болты; *7* — чистый центрирующий болт с удерживающим винтом; *8* — патрубки отбора; *9* — продольная шпонка; *10* — отжимной болт; *11* — расточки под установку диафрагм

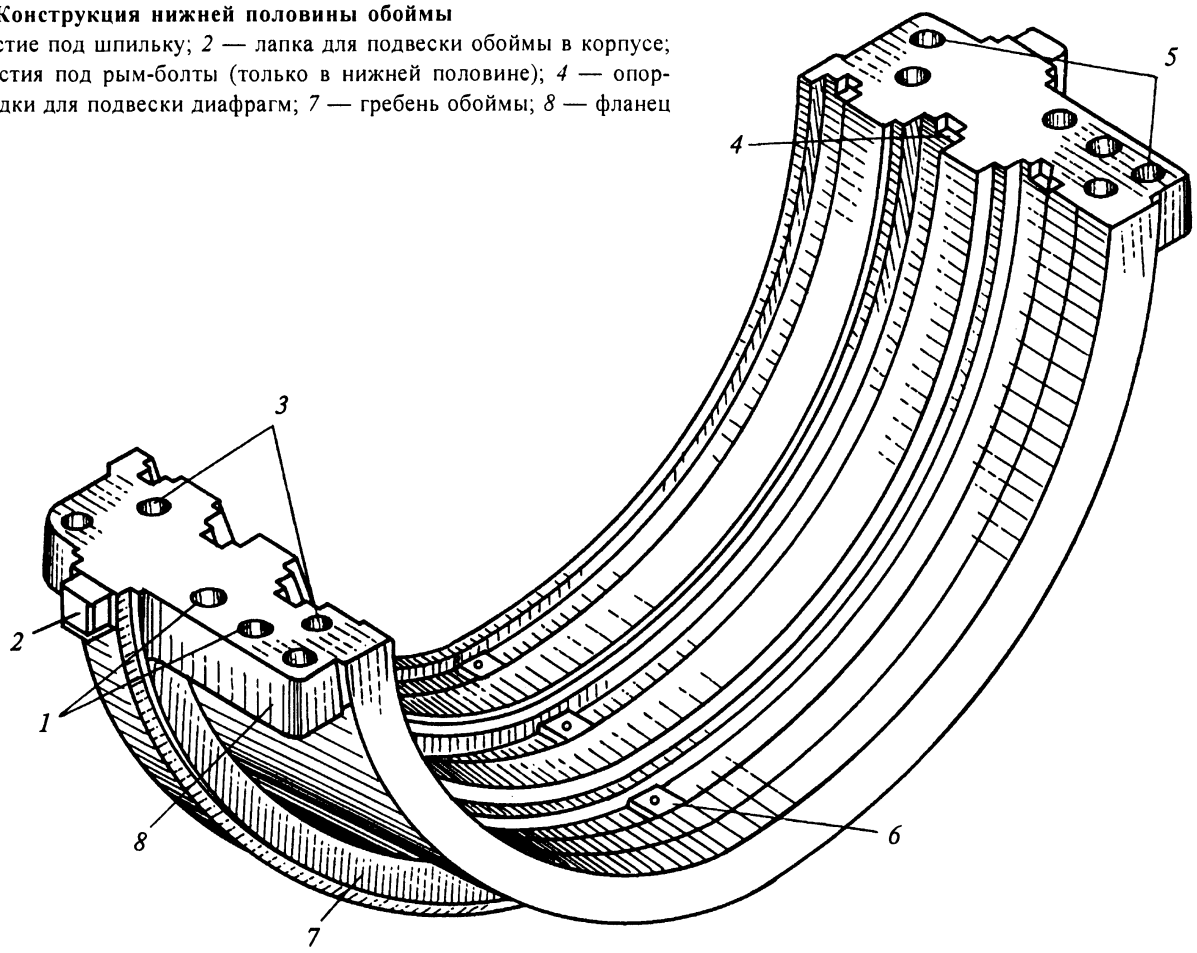


Рис. 3.37. Конструкция нижней половины обоймы
1 — отверстие под шпильку; *2* — лапка для подвески обоймы в корпусе; *3* — отверстия под рым-болты (только в нижней половине); *4* — опорные площадки для подвески диафрагм; *7* — гребень обоймы; *8* — фланец

Обоймы оказывают экранирующее действие по отношению к корпусу турбины. Быстрые изменения температуры в проточной части турбины, возникающие при резких изменениях режима, не передаются столь быстро на внутреннюю поверхность корпуса, что повышает маневренность турбины.

Установка обойм имеет, конечно, и недостатки. Корпус турбины приобретает больший диаметр, а так как сила, отрывающая его фланцы друг от друга, пропорциональна диаметру, то требуется увеличение размеров фланцев и крепежа. Цилиндр с обоймами имеет большие массу, габариты и трудоемкость изготовления.

Типичная конструкция обоймы для турбины ТЭС показана на рис. 3.37. Она представляет собой цилиндр, имеющий горизонтальный разъем, скрепляемый фланцами. Обойма устанавливается в корпусе так, чтобы она могла свободно расширяться от некоторого вполне определенного положения. Для этого на ней выполняют кольцевой гребень, которым она входит в кольцевую расточку в корпусе турбины. В нижней половине обоймы на уровне разъема к кольцевому гребню приваривают две лапки, которыми через установочные прокладки ее подвешивают в выборках в нижней половине корпуса. Для исключения возможности поперечного смещения обоймы в нижней части корпуса турбины устанавливают продольную шпонку (см. рис. 3.36).

При работе турбины перепад давлений, действующий на обойму, плотно прижимает ее гребень к кольцевой поверхности выточки в корпусе. Таким образом, обойма прицентровывается к корпусу турбины и свободно расширяется от кольцевого гребня.

Сборка обоймы ведется следующим образом. Нижнюю половину обоймы свободно подвешивают в нижней половине корпуса турбины. Затем в ее расточки помещают нижние половины диафрагм. После установки ротора в подшипники устанавливают верхнюю часть обоймы с подвешенными в ней верхними половинами диафрагм. Центровку двух половин обоймы осуществляют с помощью центрирующих болтов. Затем обойму стягивают скрепляющими болтами и устанавливают крышку корпуса турбины.

3.7. ДИАФРАГМЫ, СОПЛОВЫЕ АППАРАТЫ ПЕРВЫХ СТУПЕНЕЙ И ПОВОРОТНЫЕ ДИАФРАГМЫ

Диафрагмы турбины (рис. 3.38) — кольцевые перегородки (в собранном виде) с сопловыми решетками, в каналах которых происходит преобразование тепловой энергии пара в кинетическую энергию его струй.

Диафрагма состоит из двух полукольцевых пластин, имеющих горизонтальный разъем, позволяющий установить ротор. Каждая половина диафрагмы состоит из соединенных между собой обода, которым диафрагма сопрягается с обоймой или корпусом турбины, тела и сопловых лопаток. Положение половин диафрагмы относительно друг друга показано на рис. 3.39. В осевом направлении оно фиксируется радиальной шпонкой, устанавливаемой в разъеме, а в поперечном — специальным штифтом или небольшой специальной вертикальной шпонкой.

Диафрагма устанавливается (см. рис. 3.38) в охватывающей ее детали так, чтобы с одной стороны она могла свободно расширяться, а с другой — расширяться вполне определенно: ее ось должна совпадать (или почти совпадать) с осью охватывающей ее детали. Для этого (см. рис. 3.38) ее нижняя половина свободно подвешивается в корпусе или обойме с помощью лапок так, чтобы при работе ее горизонтальная плоскость совпадала с плоскостью разъема корпуса (или обоймы). Продольная шпонка, расположенная между диафрагмой и обоймой (см. рис. 3.37), фиксирует вертикальную плоскость. Таким образом обеспечивается центровка.

В большинстве конструкций диафрагм их верхние половины подвешиваются в верхней половине обоймы и при закрытии обоймы свободно ложатся на разъем нижней половины так, как показано на

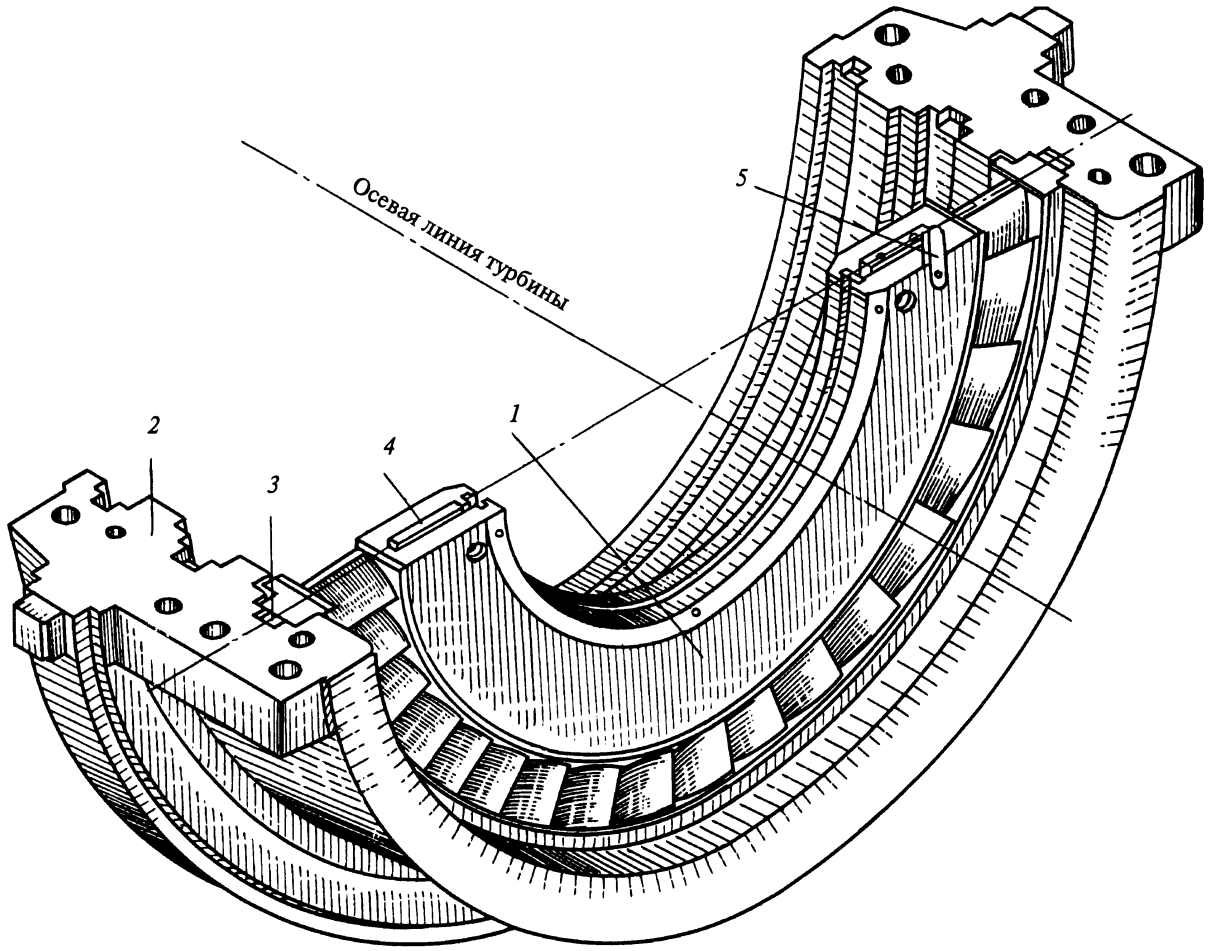


Рис. 3.38. Установка нижней половины диафрагмы в обойме
1 — диафрагма; *2* — обойма; *3* — опорные лапки нижней половины диафрагмы; *4* — радиальная шпонка; *5* — специальная шпонка

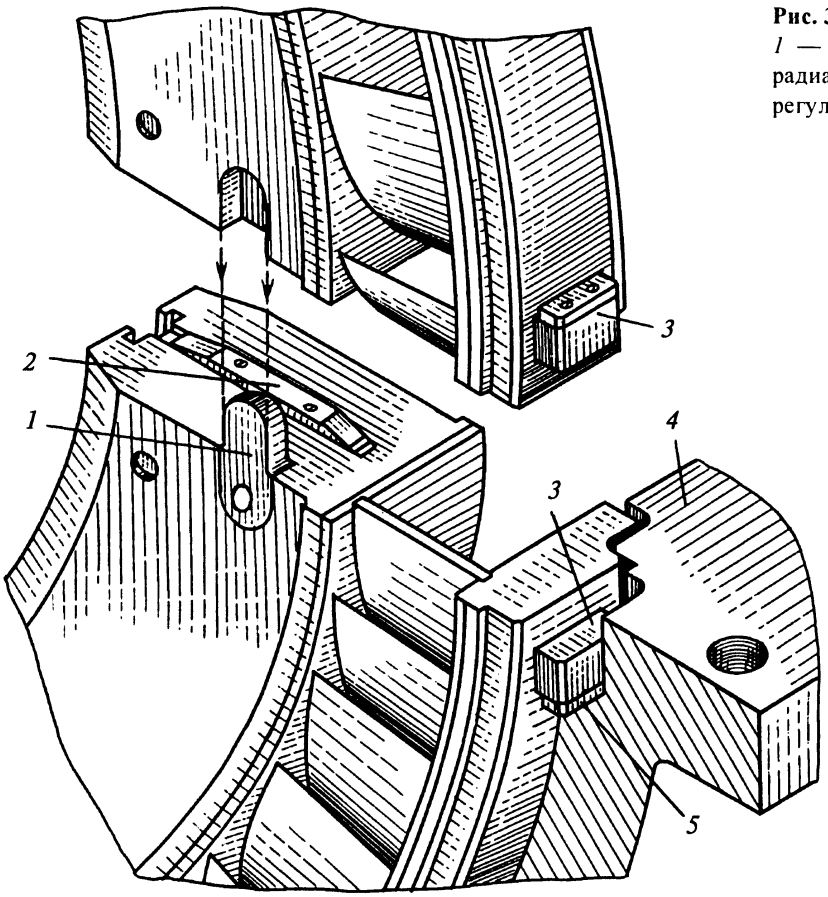


Рис. 3.39. Взаимная фиксация половин диафрагмы
1 — специальная вертикальная шпонка; *2* — специальная радиальная шпонка; *3* — опорные лапки; *4* — обойма; *5* — регулировочные прокладки

рис. 3.40. Диафрагмы последних ступеней, имеющие большие радиальные размеры, часто сболчиваются по разъему до закрытия цилиндра (рис. 3.41).

Основная нагрузка, действующая на диафрагму, — перепад давлений, под действием которого диафрагма прогибается, угрожая осевыми задеваниями. Поэтому каждая диафрагма проходит гидравлические испытания, при которых измеряется ее прогиб при нагрузке, превышающей эксплуатационную в 1,5 раза.

В первых ступенях ЦВД, где температура высока, под действием перепада давлений возникает явление ползучести: диафрагма приобретает остаточный прогиб по ходу пара. При этом сокращаются осевые зазоры и возникает еще большая опасность задеваний.

В современных турбинах используют два вида диафрагм: литые и сварные.

Литые диафрагмы используют в ЦНД, где температура невысока и можно использовать в качестве материала чугун.

Пример конструкции литой диафрагмы показан на рис. 3.42. Стальные отдельно изготовленные лопатки *8* устанавливают в литейную форму и зали-

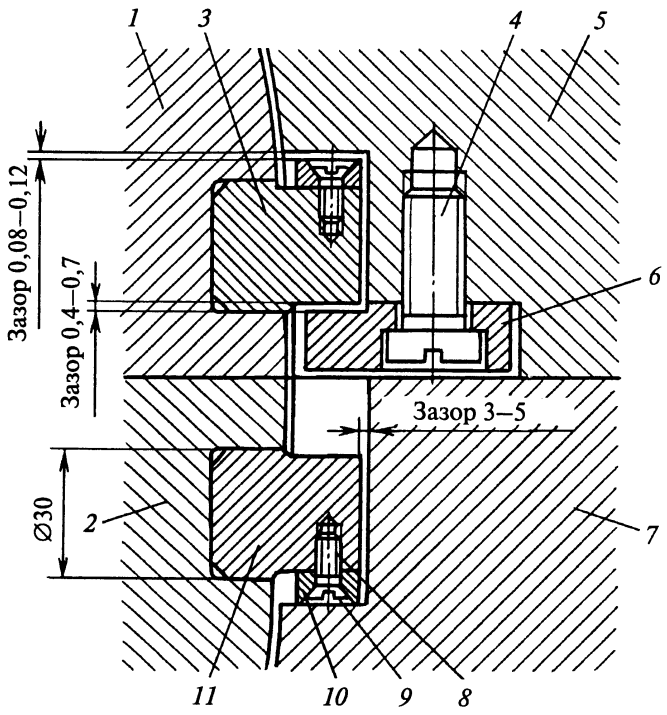


Рис. 3.40. Узел подвески диафрагмы в обойме (корпусе) турбины
1, *2* — тела верхней и нижней половин диафрагмы; *3*, *11* — опорные лапки; *4*, *8* — винты; *5*, *7* — верхняя и нижняя половины обоймы (корпуса); *6* — пластина; *9* — опорная площадка обоймы в выборке; *10* — прокладка

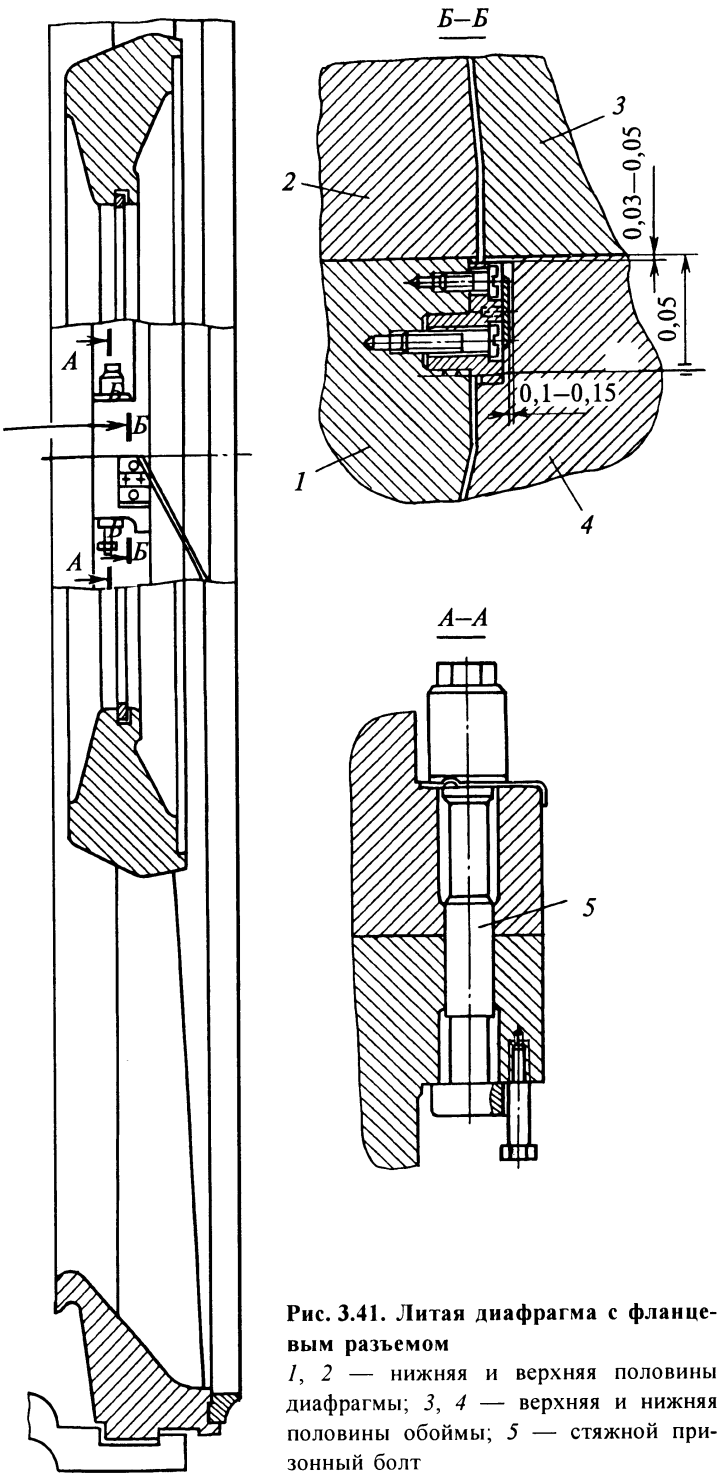


Рис. 3.41. Литая диафрагма с фланцевым разъемом

1, *2* — нижняя и верхняя половины диафрагмы; *3*, *4* — верхняя и нижняя половины обоймы; *5* — стяжной призонный болт

вают обод и тело диафрагмы. После этого обрабатывают разъем, соединяют по нему две половины диафрагмы, и дальнейшую обработку ведут в собранном виде.

Литые диафрагмы с длинными лопатками всегда выполняют с косым разъемом (см. сечение *Б—Б*), для того чтобы исключить разрезку лопаток, попадающих на разъем. Если разъем сделать прямым, то части разрезанных лопаток, расположенные на половинах диафрагмы, конечно, идеально не совпадут. Поток пара в каналах с разрезанными лопатками будет искажаться, и появятся силы, возбуждающие вибрацию рабочих лопаток и вызывающие усталостные поломки.

Точная центровка половин диафрагмы при косом разъеме обеспечивается одной вертикальной шпонкой *11*, установленной на ободе диафрагмы.

Нижняя половина *3* диафрагмы подвешивается в нижней половине обоймы *1* на лапках *4* через подгоночную прокладку *14*. Лапки к диафрагме крепятся винтами *12*. Для фиксации вертикальной плоскости в обойме устанавливают продольную шпонку *2*. Для закрепления в верхней половине обоймы *9* верхней половины диафрагмы *7* к ней в области разъема крепятся лапки *5*. При подъеме обоймы *9* стопорные шайбы *13* подхватывают диафрагму за эти лапки. При нормальной работе турбины контакт половин диафрагмы осуществляется только в разъеме, а между подгоночной прокладкой *15* и обоймой так же, как между лапкой *5* и стопорной шайбой имеются зазоры.

Для фиксации осевого положения в гребне диафрагмы по окружности устанавливают штифты *10*, создающие зазор 0,1—0,2 мм, достаточный для свободного осевого расширения диафрагмы. Для свободного радиального расширения предусматривается зазор 2,5—3 мм. На внутренней поверхности тела диафрагм выполняют фигурный паз, в который вставляют сегменты уплотнения *6*.

В области высоких давлений и температур, где высоты сопловых лопаток малы, диафрагмы изготавливают исключительно **сварными**. Литье при малых высотах лопаток не может обеспечить достаточной точности изготовления, не говоря уже о том, что для изготовления необходимо было бы использовать сталь.

При изготовлении сварной диафрагмы (рис. 3.43) отдельно фрезеруют сопловые лопатки *3* и штампуют бандажные ленты *2* и *4*, в которых пробивают отверстия точно по профилю лопаток с необходимым шагом и углом установки. Затем эти элементы сваривают, а к ним приваривают тело *1* и обод *5* диафрагмы.

Для фиксации осевого положения половин диафрагмы и уменьшения утечки пара в разъеме уста-

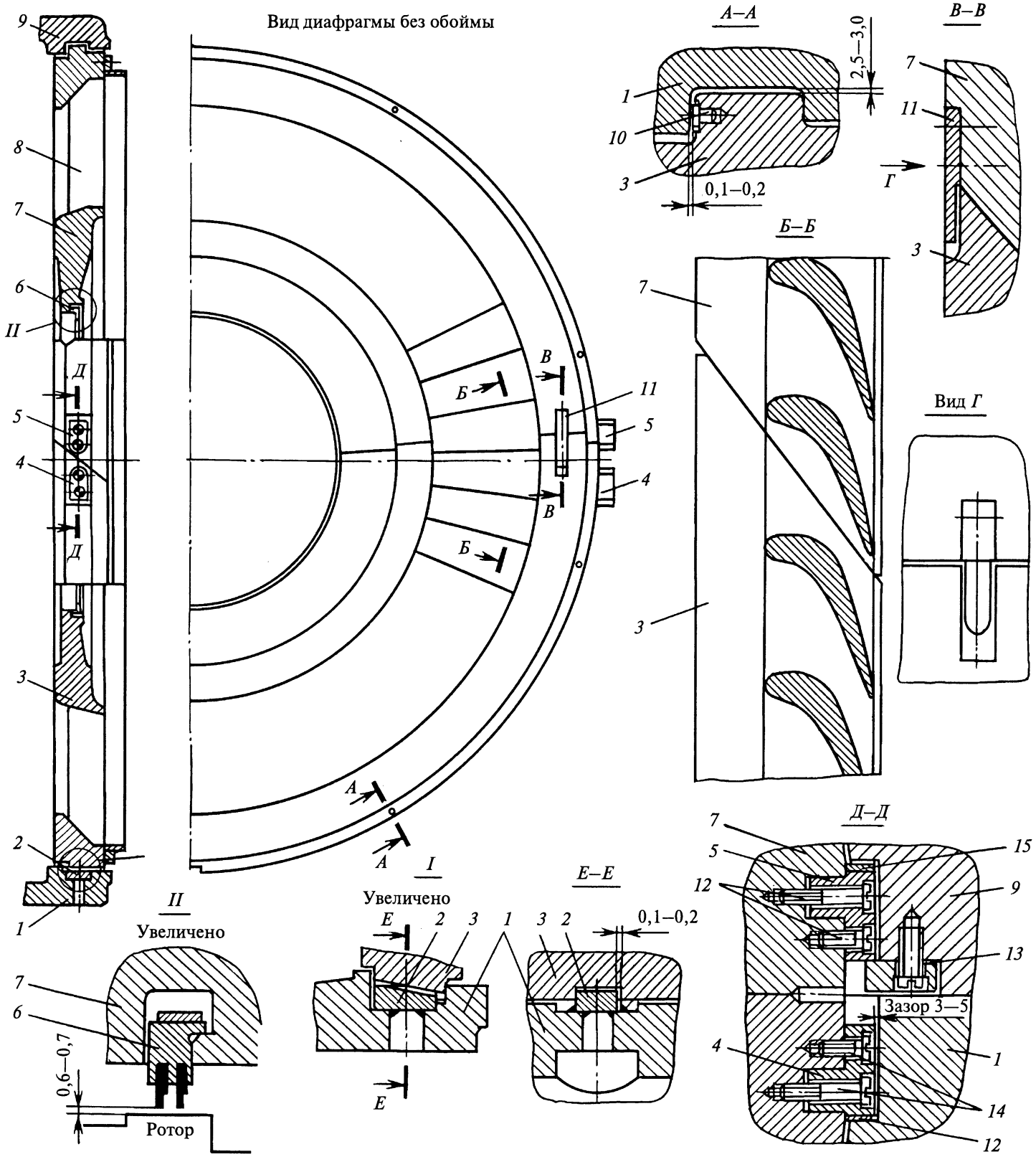


Рис. 3.42. Литая диафрагма

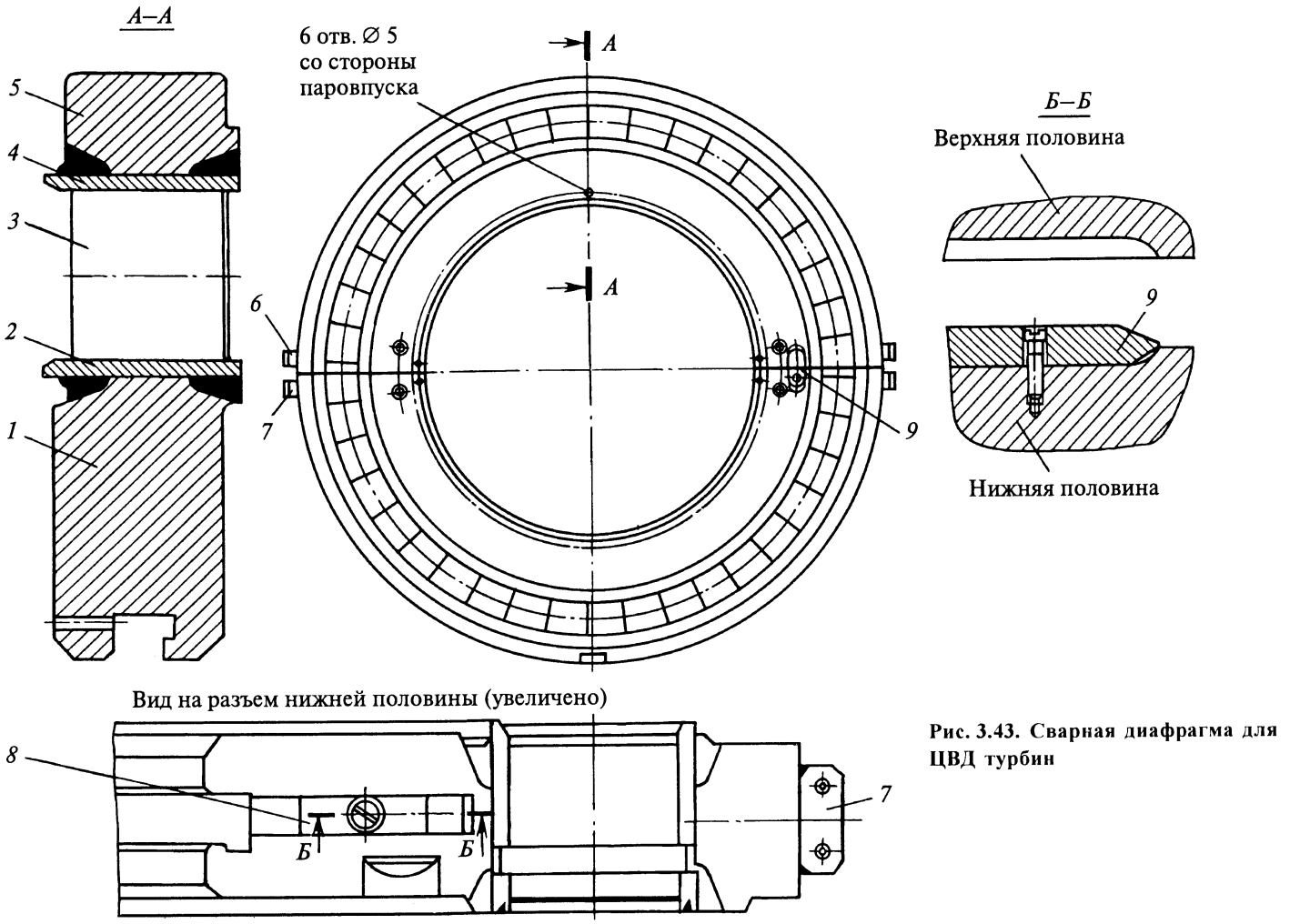


Рис. 3.43. Сварная диафрагма для ЦВД турбин

навливают поперечную шпонку *8*, а на боковой поверхности — вертикальную шпонку *9*.

Диафрагма подвешивается в обойме с помощью лапок *6* и *7*, как описано выше.

Сварные диафрагмы являются универсальными. Их используют не только в ЦВД и ЦСД, но часто и в ЦНД.

Сопловые аппараты первых ступеней ЦВД и ЦСД устанавливают не в диафрагмах, а в специальных расточках в сопловых коробках, во внутреннем или наружном корпусе. Основная трудность при конструировании сопловых аппаратов состоит в исключении утечки пара мимо сопл.

На рис. 3.44 показан сопловой аппарат регулирующей ступени. Сопловой аппарат *3* с лопатками *4* заводится по окружности в обойму *2* и крепится в ней специальным образом. Обойма *2* вваривается в сопловую коробку *1*. Один из концов соплового сегмента закрепляется в обойме штифтом *5*, от которого расширяется относительно обоймы. Кроме того, штифт уплотняет торцевой зазор между обоймой и сопловым сегментом. Для уплотнения второго конца сегмента устанавливают шпонку *6*, сделанную из материала с коэффициентом линейного расширения большим, чем у материала сопловой коробки. В холодном состоянии между шпонкой и пазом обоймы имеется зазор 0,02—0,04 мм. При разогреве шпонка расширится и уплотнит торцевую щель.

На рис. 3.45 показан сопловой аппарат первой ступени ЦСД. Сопловой аппарат сварной конструкции состоит из двух половин. Сопловые лопатки *3* завариваются в бандажные ленты *2* и *4*. Полученные сегменты привариваются к телу *1* и ободу *5*. На козырьке размещены вставки *6* для периферийного уплотнения рабочих лопаток. Каждый из полученных сегментов заводится в расточку корпуса и крепится к нему стопорной шайбой *7* и винтом *8*.

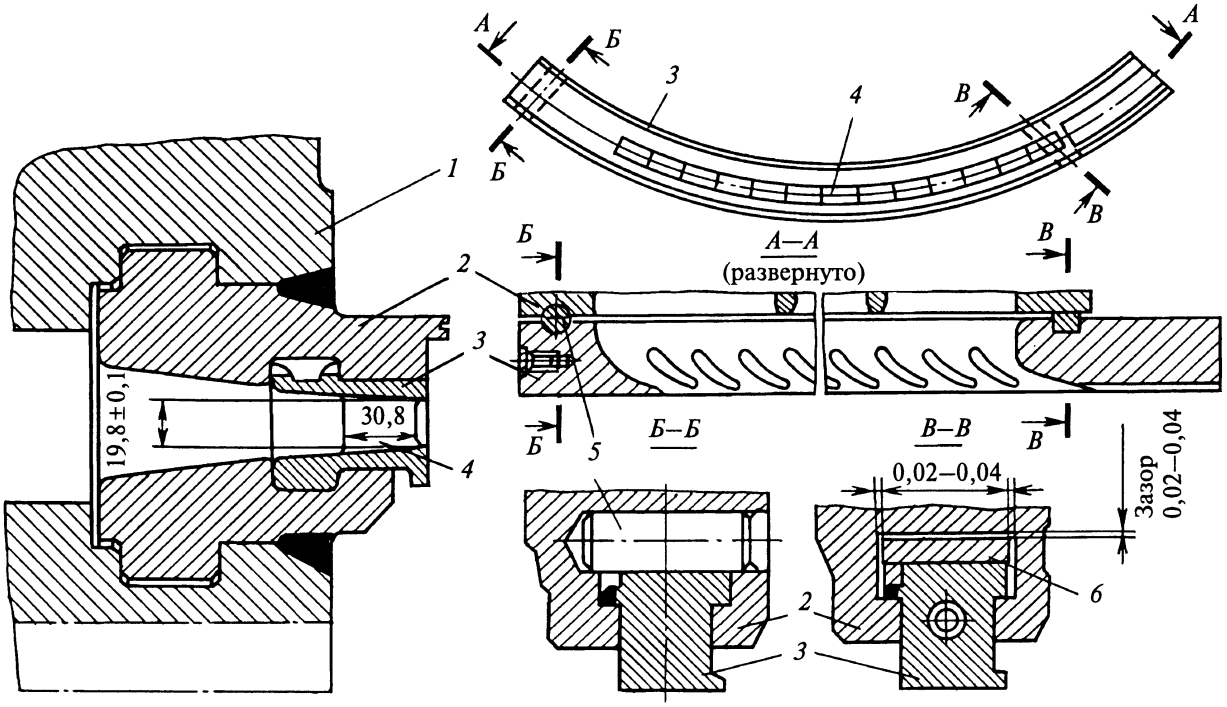


Рис. 3.44. Сопловой аппарат регулирующей ступени турбины ЛМЗ

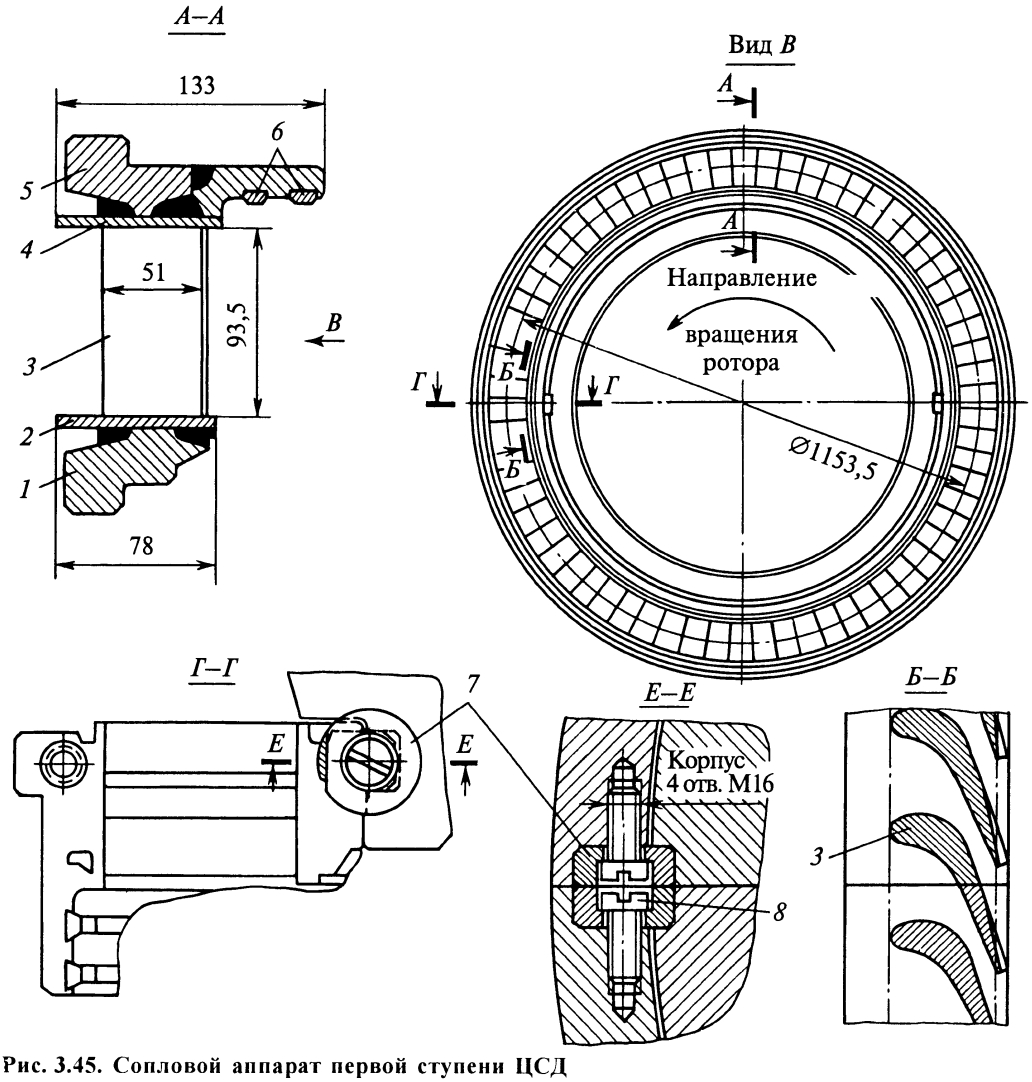


Рис. 3.45. Сопловой аппарат первой ступени ЦСД

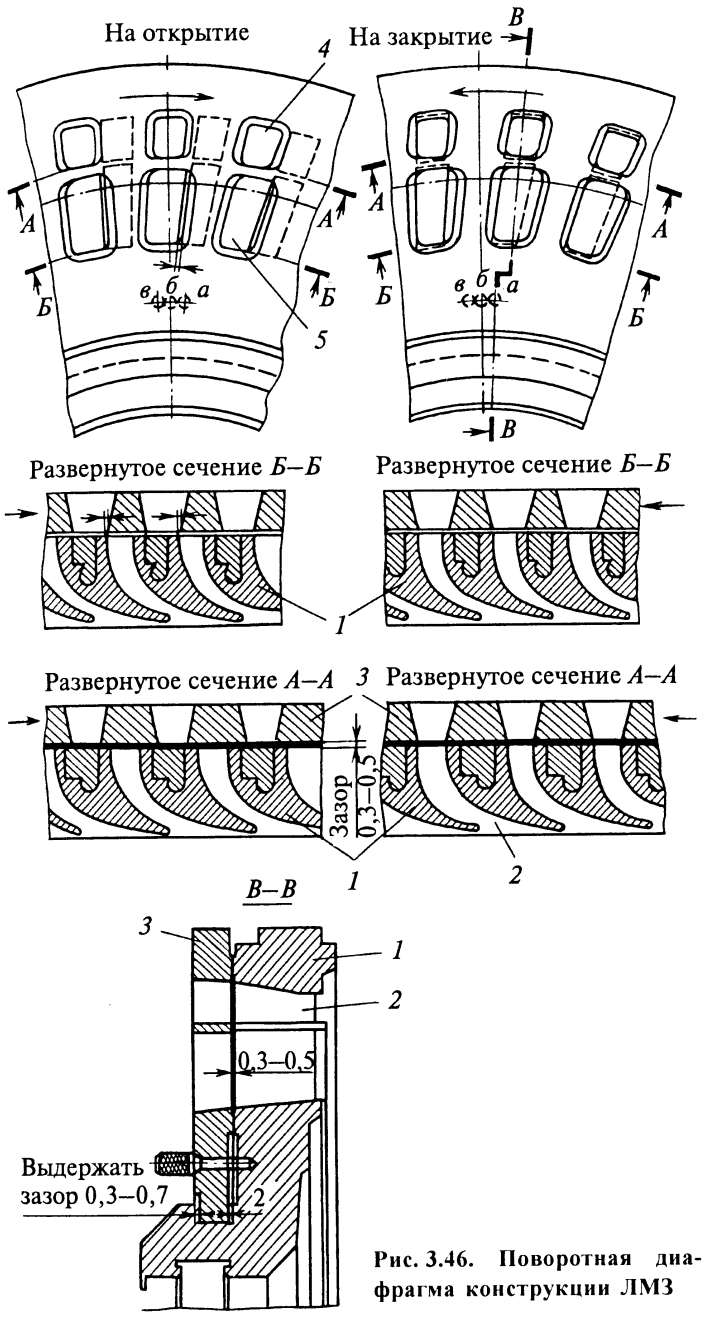


Рис. 3.46. Поворотная диафрагма конструкции ЛМЗ

Для регулирования расхода пара в ЧНД теплофикационных турбин обычно используют **поворотные диафрагмы**. Пример конструкции поворотной диафрагмы показан на рис. 3.46. На диафрагме *1* обычной конструкции установлено поворотное кольцо *3*, в котором выполнены два ряда окон *4* и *5*. С помощью сервомотора кольцо *3* может поворачиваться относительно диафрагмы. В закрытом положении окна кольца расположены напротив сопловых лопаток *2*, и поэтому пар в ЧНД не проходит (имеется лишь небольшая площадь для прохода пара в нижнем ряду окон *5* для охлаждения проточной части ЧНД). При повороте диафрагмы по часовой стрелке сначала открывается проход пара через нижние окна, а затем через верхние. Таким образом, в рассмотренной конструкции по существу реализуется парораспределение с двумя регулирующими клапанами. Существуют аналогичные конструкции и с большим количеством рядов окон, в которых создано трех- и даже четырехклапанное сопловое парораспределение в ЧНД.

3.8. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ СТАТОРА

Для корпусов турбин используют самые различные материалы, что обусловлено большим отличием в условиях работы.

Высокая температура в паровпускных частях ЦВД и ЦСД требует использования легированных жаропрочных сталей. Для внутренних корпусов двухстенных ЦВД чаще всего используют сталь 15Х1М1ФЛ. Иногда для внутренних корпусов используют нержавеющую сталь 15Х11МФБ, легированную хромом, молибденом, ванадием и ниобием.

Для внешних корпусов ЦВД чаще всего используют менее жаропрочные и более дешевые стали 20ХМФЛ и 20ХМЛ. Иногда для внешних корпусов используется сталь 15Х1М1ФЛ, что позволяет уменьшить толщину стенки и фланцев.

Холодные части литых корпусов, например выходные части ЦСД изготовляются из углеродистой стали 25Л.

Самыми напряженными элементами корпусов ЦВД и ЦСД являются скрепляющие фланцы шпильки или болты. Материал этих деталей должен обладать высоким пределом текучести, обеспечивающим упругое растяжение при затяжке, высокой релаксационной стойкостью, обеспечивающей плотность разъема в период между капитальными ремонтами, малой склонностью к появлению трещин в резьбе. Для крепежа, работающего при 520—535 и 500—510 °С, наиболее употребительными являются стали соответственно 25Х2МФ (ЭИ-723) и 25Х1МФ (ЭИ-10). Для зон с температурой менее 400 °С используется хромомолибденовая сталь 35ХМ, а менее 300 °С — углеродистая сталь 35.

Корпуса ЦНД турбин всех типов изготовляются сваркой из листов углеродистой стали.

Обоймы и их крепеж изготовляются из тех же материалов, что и корпуса турбин.

Для диафрагм ЦВД и ЦСД используют легированные стали 15Х1М1Ф, 12ХМФ и 20ХМ.

Сопловые лопатки и бандажные ленты сварных диафрагм изготовляют из нержавеющих хромистых сталей.

3.9. УПЛОТНЕНИЯ

В паровых турбинах используются четыре вида уплотнений: концевые, промежуточные, диафрагменные и уплотнения рабочей решетки.

Концевые уплотнения служат для уплотнения концов валов, выходящих из цилиндров. Промежуточные уплотнения отделяют друг от друга отсеки проточной части с разными направлениями потоков пара в противоточных цилиндрах (см., например, рис. 2.38). Диафрагменные уплотнения препятствуют протечке пара между диафрагмой и валом. Уплотнение рабочей решетки обычно включает надбандажное уплотнение, иногда называемое периферийным, осевое уплотнение и некоторые другие.

К уплотнениям предъявляется целый ряд требований. Прежде всего они должны обеспечивать минимум утечки пара. Для этого зазоры в уплотнениях должны быть минимально допустимыми из соображений невозможности задеваний. Если возникают задевания, то в лучшем случае происходит срабатывание гребешков уплотнений с последующей потерей экономичности, а в худшем — тяжелая авария, вызванная тепловым остаточным прогибом ротора (см. гл. 17). Утечка пара также определяется числом гребешков: она обратно пропорциональна квадратному корню из их числа. Поэтому число уплотняющих гребешков стремятся увеличить, однако оно определяется и другими факторами.

Уплотнения должны быть надежными. Случайные задевания, возникающие, в частности, при развороте турбины, когда ее валопровод проходит критические частоты вращения, не должны приводить к их сильному износу или сильному разогреву вала.

Уплотнения должны быть ремонтопригодными и легко заменяться в условиях электростанции.

Уплотнения должны быть виброустойчивыми. При протекании через них пара не должны возникать аэродинамические силы, возбуждающие колебания ротора (см. гл. 19).

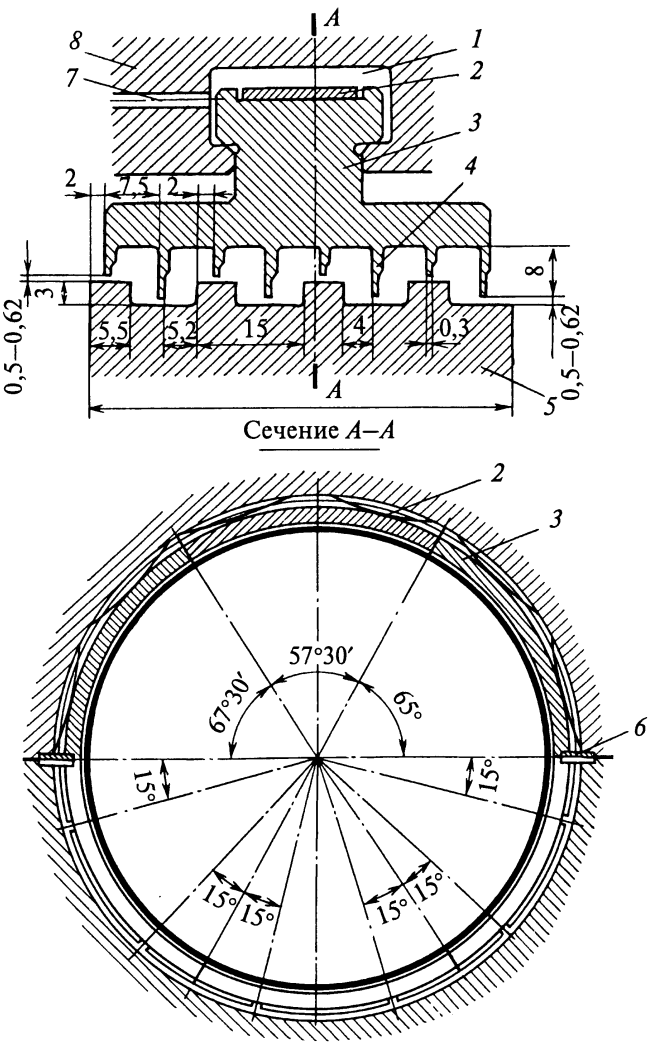


Рис. 3.47. Диафрагменное уплотнение турбины
1 — расточка под сегмент уплотнения *3*; *2* — прижимная плоская пружина; *4* — гребень уплотнения; *5* — вал турбины; *6* — узел крепления сегментов в половинах диафрагмы *8*; *7* — канал для сообщения полости расточки с областью повышенного давления

Уплотнения представляют собой систему острых гребней, устанавливаемых с малым зазором по отношению к сопряженной поверхности, которая выполняется либо гладкой (прямоточное уплотнение), либо ступенчатой.

Конструкции уплотнений отличаются большим разнообразием. Ниже рассматриваются типичные конструкции, поняв которые, читатель сумеет разобраться и в других.

На рис. 3.47 показано типичное **диафрагменное уплотнение**. В расточке каждой половины диафрагмы устанавливаются сегменты уплотнения, имеющие гребни, обеспечивающие радиальный зазор по отношению к поверхности пара 0,5—0,62 мм

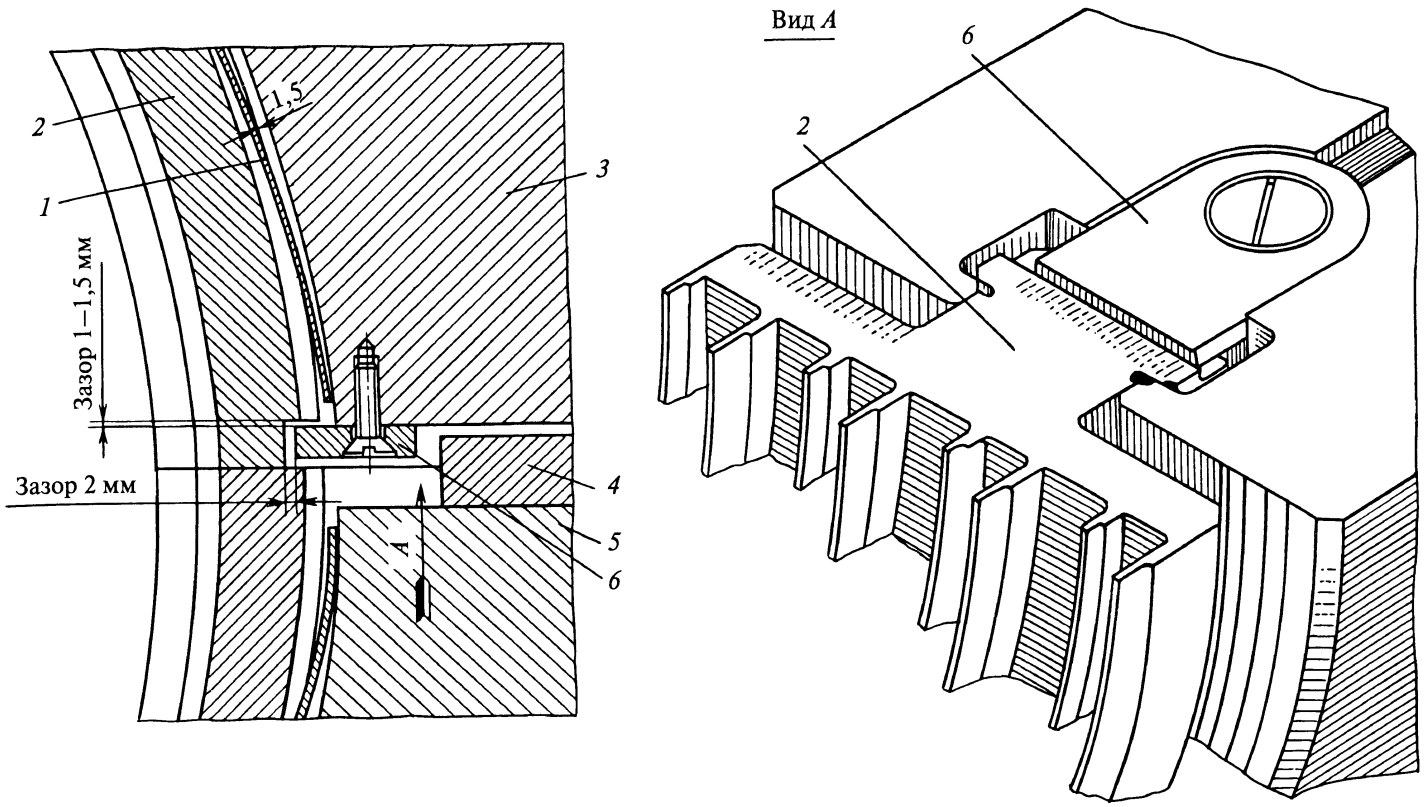


Рис. 3.48. Установка сегментов уплотнения в диафрагме
1 — плоская пружина (в деформированном состоянии); *2* — обойма; *3*, *5* — верхняя и нижняя половины диафрагмы; *4* — шпонка; *6* — стопорная планка

и осевые зазоры 4—5,2 мм. При установке стыки сегментов плотно подгоняют друг к другу так, чтобы обеспечить концентричность зазора в уплотнении и в рабочем положении. Затем сегменты закрепляют в нижней половине диафрагмы (рис. 3.48). Для того чтобы обеспечить малый износ гребней при случайных задеваниях при пуске, сегменты делают податливыми в радиальном направлении. Для этого устанавливают плоские пружины (рис. 3.49), которые, с одной стороны, обеспечивают податливость сегментов в направлении от вала при задеваниях, а с другой — гарантию малых зазоров для сегментов, расположенных в нижней половине диафрагм и могущих опуститься под действием силы веса. Этому же способствует канал, по которому в расточку подается давление перед диафрагмой, превышающее уменьшающееся давление по ходу пара в уплотнении и потому отдавливающее сегмент к валу при нормальной работе.

Рассмотренная конструкция имеет два недостатка:

при износе гребней сегменты нельзя отремонтировать и их необходимо полностью заменять (с дру-

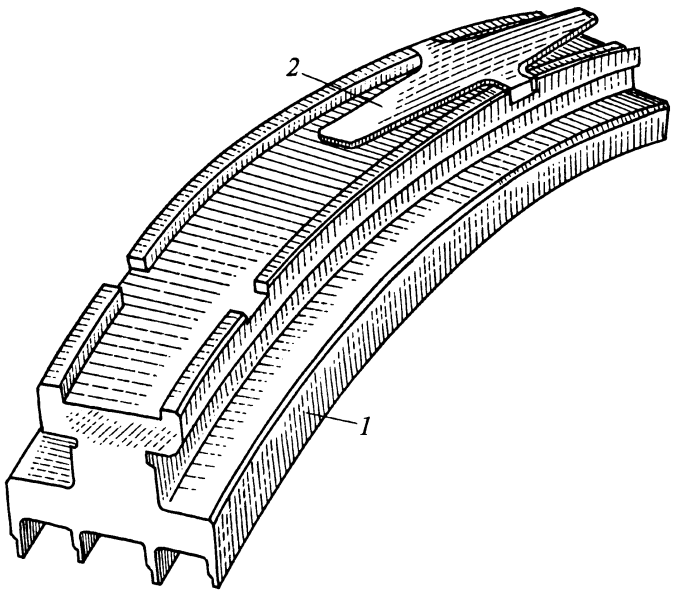


Рис. 3.49. Сегмент уплотнения *1* с установленной плоской пружиной *2*

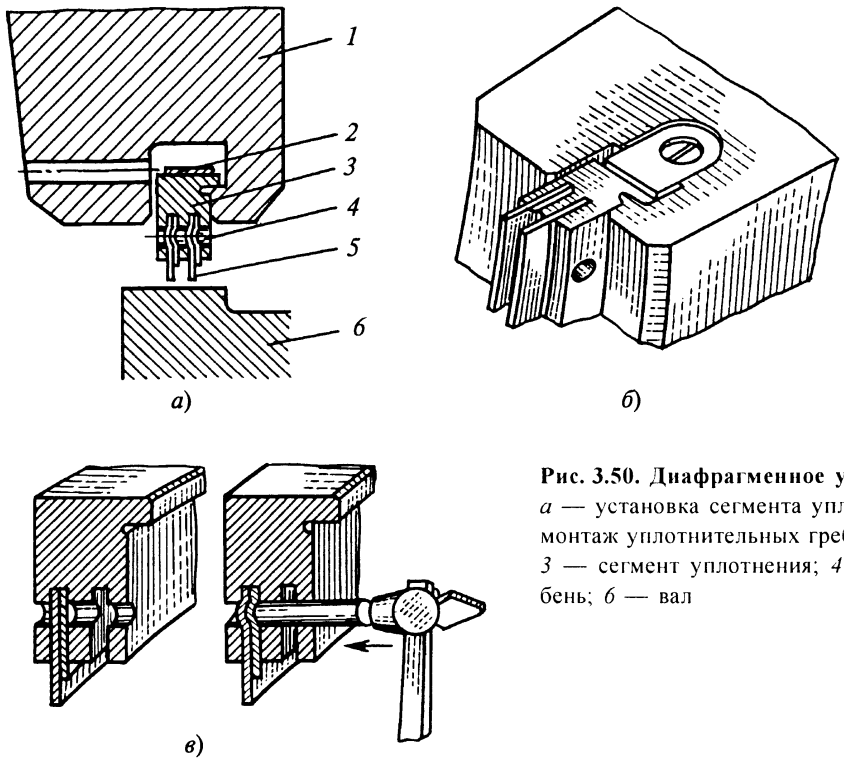


Рис. 3.50. Диафрагменное уплотнение с заменяемыми гребнями
а — установка сегмента уплотнения в диафрагме; *б* — общий вид; *в* — монтаж уплотнительных гребней; *1* — диафрагма; *2* — плоская пружина; *3* — сегмент уплотнения; *4* — упорная сегментная пластина; *5* — гребень; *6* — вал

гой стороны технология их изготовления достаточно проста);

при задеваниях на поверхности вала выделяется большое количество тепла и это может вызвать остаточный прогиб вала.

На рис 3.50 показано уплотнение с заменяемыми гребнями. Гребни *5* изготавливаются из тонких листов нержавеющей стали (латуни, нейзильбера) и для того, чтобы они не прогибались под действием разности давления, с противоположной стороны ставится упорная сегментная пластина. Монтаж и демонтаж гребней и упорных пластин осуществляется с помощью молотка и выколотки (рис. 3.50, *в*).

В отличие от зон вала в области диафрагменных уплотнений, доступ к которым затруднен дисками, к концевым участкам ротора имеется свободный доступ и это позволяет выполнить уплотнительные гребни на валу.

На валу турбины (рис. 3.51) выполняют кольцевые канавки, в которые устанавливают заранее тонкую ленту с профильной частью, соответствующей канавке на роторе. Кусок ленты, необходимой для гребешка, отрезают от спиральной ленты из жаропрочной нержавеющей стали с внутренним радиусом, равным радиусу дна канавки на роторе. Затем на токарном станке с помощью специального роли-

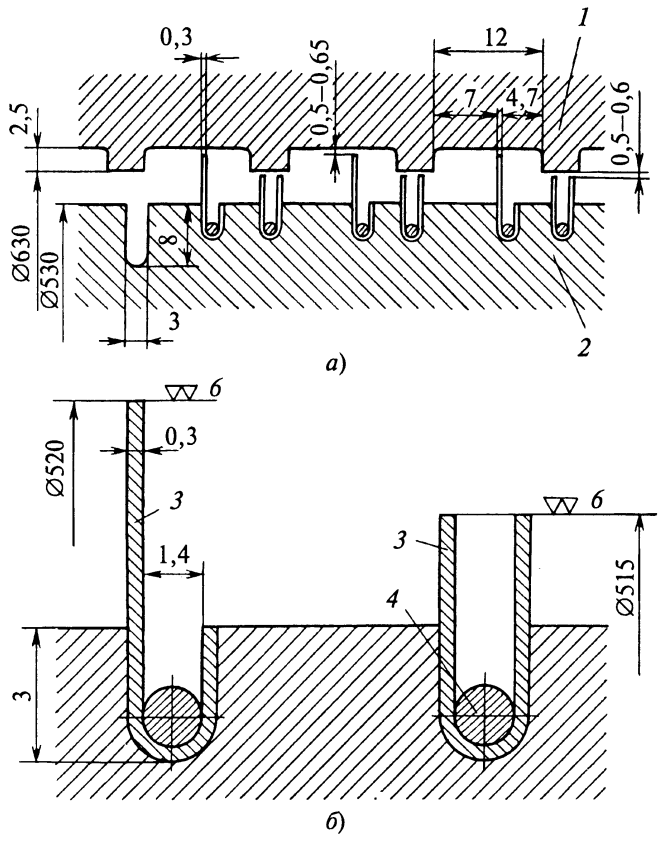


Рис. 3.51. Элемент концевого уплотнения турбины
а — фрагмент уплотнения; *б* — установка уплотнительной ленты; *1* — обойма уплотнения; *2* — вал; *3* — уплотнительная лента; *4* — вальцовочная проволока

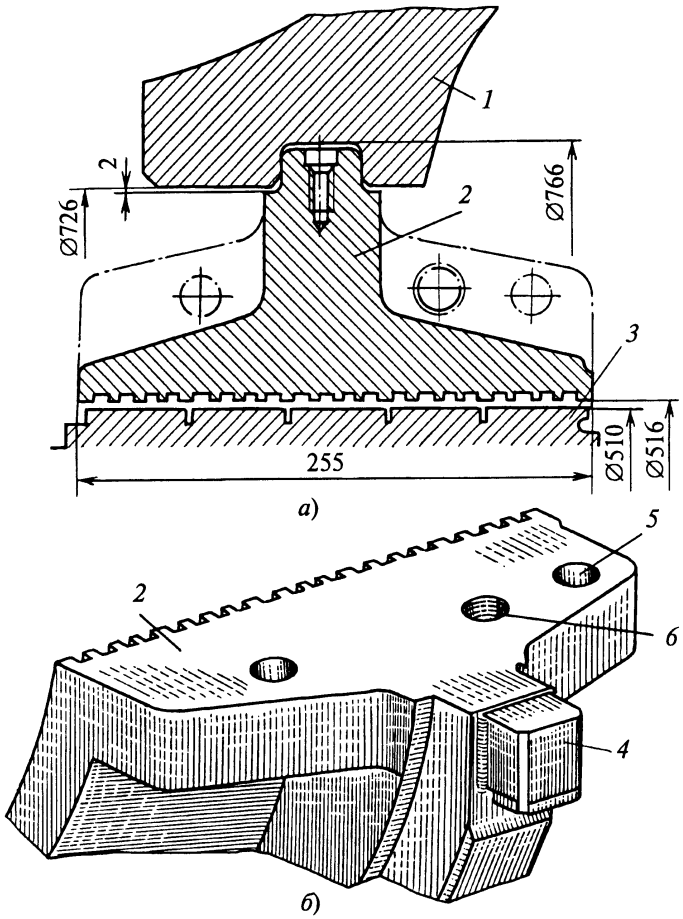


Рис. 3.52. Обойма концевого уплотнения
а — установка обоймы в корпусе турбины; *б* — общий вид обоймы; *1* — корпус турбины; *2* — обойма уплотнения; *3* — вал с завальцованными гребнями; *4* — лапка для опирания обоймы в зоне фланцевого разъема корпуса; *5* — отверстия под специальные чистые скрепляющие болты; *6* — отверстие с резьбой под шпильку

ка ленту завальцовывают проволокой из нержавеющей стали 12Х13.

При возникновении задеваний такая конструкция представляет меньшую опасность для прогиба вала, во-первых, потому, что количество выделенного за счет истирания тонкого гребешка тепла невелико, и, во-вторых, из-за того, что сам гребешок представляет собой существенное тепловое сопротивление. К тому же часть тепла будет сниматься протекающим через уплотнение паром.

При монтаже уплотнительных гребней на валу имеется еще одно преимущество: можно исключить подпружиненные сегменты уплотнений, ограничившись простой обоймой уплотнений, показанной на рис. 3.52.

При некачественной завальцовке уплотнительная лента может вылететь из канавок. Поэтому для концевых уплотнений часто используют конструкцию с гребнями в сегментах уплотнения, рассмотренную выше.

Для большей гарантии исключения прогиба вала при задеваниях на валу с определенным шагом выполняют тепловые канавки — узкие прорези глубиной 8—12 мм. Благодаря наличию тепловых канавок при сильном разогреве некоторого участка вала в результате задеваний он имеет возможность свободно расширяться в осевом направлении, не вызывая изгиба всего вала.

Осевые зазоры в концевых уплотнениях зависят от их расположения по отношению к упорному подшипнику, где ротор и корпус соприкасаются через масляную пленку. Чем дальше уплотнение расположено от упорного подшипника, тем большие возможности для роста относительного удлинения ротора и тем большие осевые зазоры необходимы.

На рис. 3.53 (см. с. 104) показан пример **уплотнения ступени**. В обойме выполняются концевые проточки типа «ласточкин хвост», куда заводятся вставки из мягкого армкожелеза. При случайных касаниях о вставку гребешков, выточенных на бандажной ленте, в ней появляются кольцевые канавки, практически не увеличивающие утечку.

Уплотнение, показанное на рис. 3.54 (см. с. 104), относится к классу так называемых виброустойчивых уплотнений. При смещении бандажа относительно вставок исключается появление аэродинамических самовозбуждающихся сил (см. § 19.3), вызывающих низкочастотную вибрацию валопровода турбины.

3.10. ПОДШИПНИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Подшипники служат для фиксации такого положения вращающегося валопровода в турбине, при котором обеспечивается надежная и экономичная работа.

В зависимости от числа роторов в валопроводе и способа их соединения турбоагрегат может иметь от трех до двенадцати опорных подшипников и один или два (чаще всего один) упорных.

Опорные подшипники воспринимают и передают на статор радиальные нагрузки от собственного веса валопровода, его неуравновешенных центробежных сил и расцентровок, аэродинамических сил, возникающих в проточной части турбины и уплотнениях. Конструкция опорных подшипников и их режим работы должны обеспечивать малые зазо-

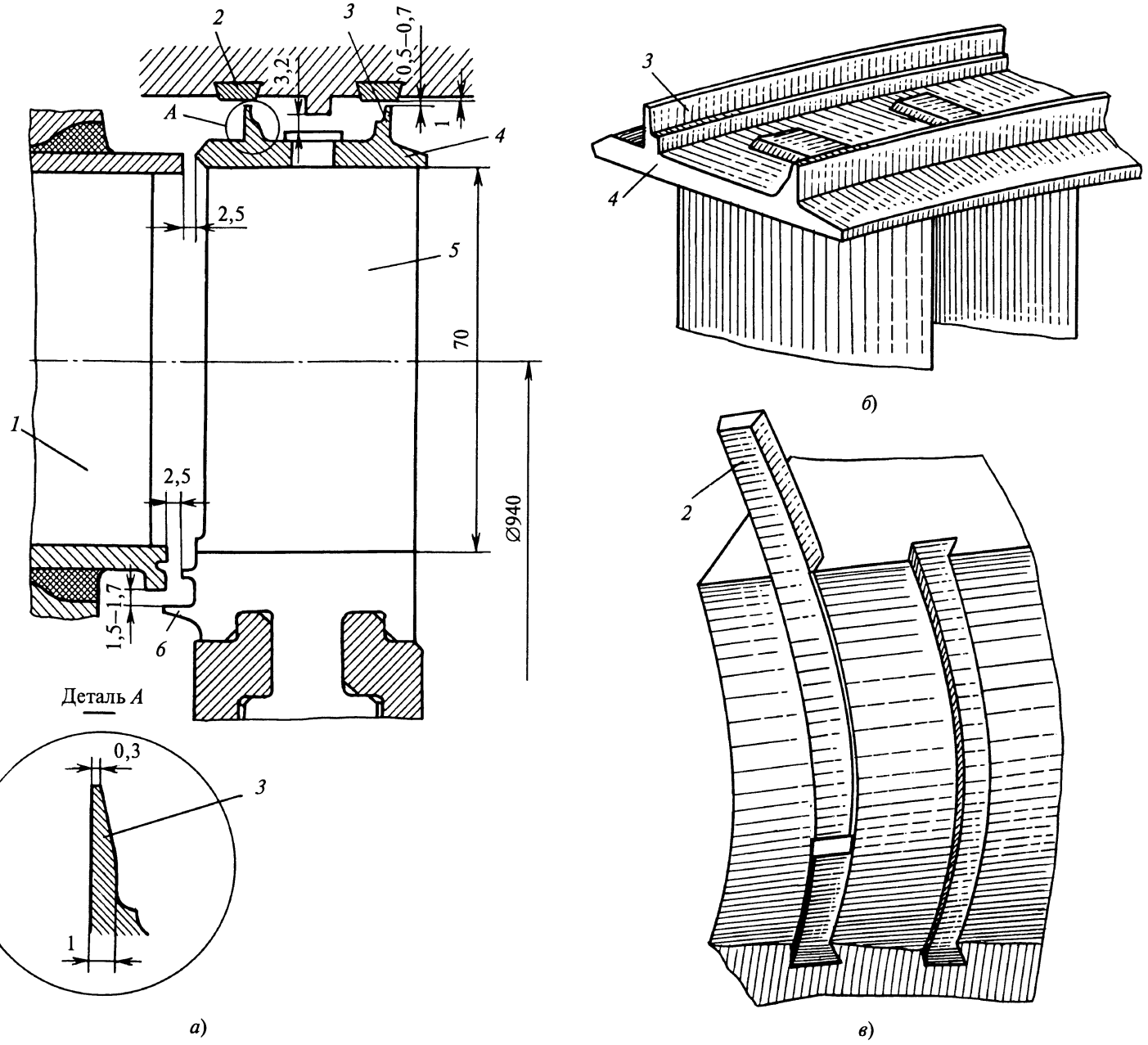


Рис. 3.53. Уплотнение рабочей решетки ступени турбины

а — зазоры в уплотнениях; *б* — общий вид уплотняющих гребней; *в* — установка вставок; *1* — сопловой аппарат ступени; *2* — вставка; *3* — гребень; *4* — бандаж; *5* — рабочая лопатка; *6* — корневое уплотнение

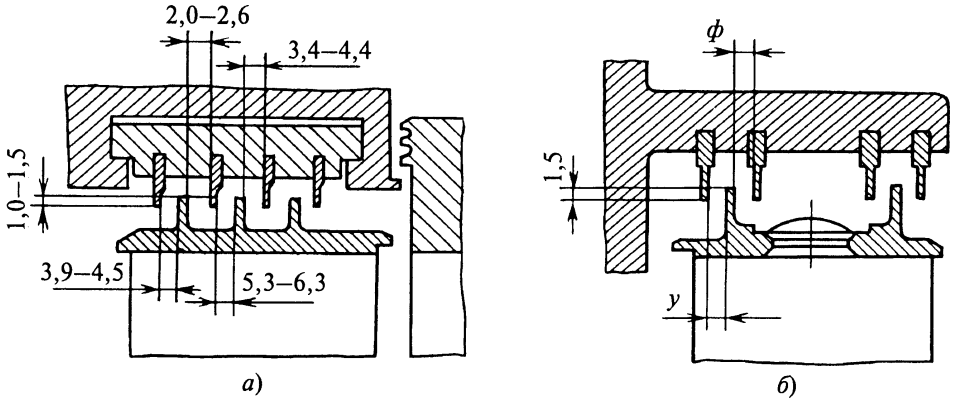


Рис. 3.54. Осерадиальное уплотнение турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

а — регулирующая ступень; *б* — ступени давления (для 2—6-й ступеней y = = 4,5 мм, ϕ = 2,5 мм; для 7—12-й ступеней y = 4 мм, ϕ = 3 мм)

ры в проточной части и уплотнениях для поддержания высокой экономичности. Вместе с тем они должны исключать возможность радиальных задеваний в проточной части.

Упорный подшипник воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на валопровод турбины, и некоторые другие нагрузки.

В паровых турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и невращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазки. Подшипники скольжения обладают необходимой надежностью при длительном сроке службы и при правильном изготовлении и заботливой эксплуатации хорошо сопротивляются действию статических и динамических нагрузок.

Следует указать на частую путаницу, возникающую при использовании термина «подшипник», которой в определенной степени не удалось избежать и нам. Обычно под подшипником турбины понимают совокупность неподвижных элементов, включающую вкладыш, его обойму (если она имеется) и корпус; часто в одном корпусе устанавливают несколько вкладышей (для соседних роторов), соединяющую муфту и некоторые элементы системы автоматического регулирования, защиты и управления. Однако часто под термином «подшипник» также понимают вкладыш подшипника — элемент, непосредственно воспринимающий радиальную и осевую нагрузки. В частности, когда выше мы говорили об опорных и упорных подшипниках, то, конечно, имели ввиду их вкладыши.

3.10.1. Опорные подшипники

Конструктивная схема типичного опорного подшипника показана на рис. 3.55.

Шейка вала *1* размещается во вкладыше *2* подшипника с небольшим зазором, в который по каналу *9* из масляного бака насосом подается масло. Оно проходит между шейкой и баббитовой заливкой *10* вкладыша, образуя масляную пленку, на которой в нормальных условиях и вращается вал. При этом исключается контакт металлических поверхностей вала и вкладыша.

Отработавшее масло через торцевой зазор между валом и вкладышем стекает в корпус (картер) *7* подшипника, откуда самотеком направляется в масляный бак.

Положение шейки вала, а следовательно, и валопровода турбины в ее корпусе определяется положением вкладыша. Для его установки используют три нижние колодки *8* с цилиндрической внешней поверхностью. На них помещается нижняя половина вкладыша. Верхняя колодка *6* необходима для плотного зажатия вкладыша в корпусе подшипника. Между вкладышем и колодками для точной центровки расточек вкладыша, диафрагм и уплотнений устанавливают регулировочные прокладки.

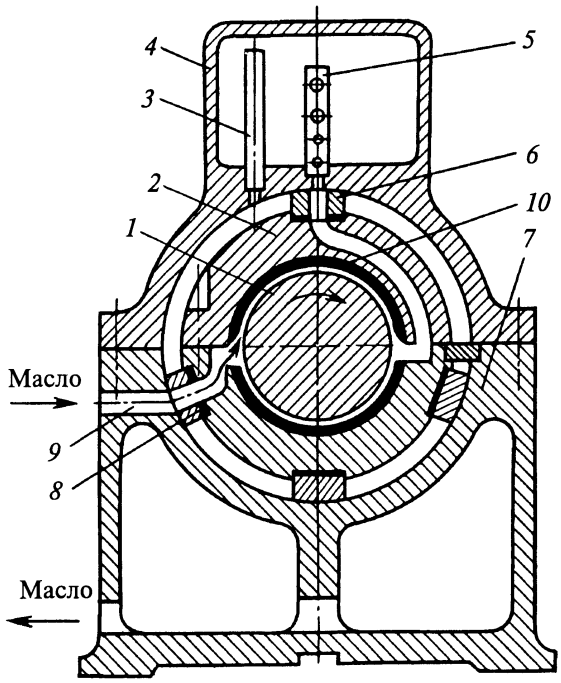


Рис. 3.55. Схема опорного подшипника

В турбоустановках, в которых масляные насосы расположены не на валу турбины, на крышках подшипников или над ними устанавливают аварийные емкости *4*, непрерывно заполняемые маслом по маслопроводу *5*. Избыток масла по переливной трубе *3* стекает в корпус подшипника. При прекращении подачи масла от насосов, например из-за разрыва подающего маслопровода, система защиты отключает турбогенератор от сети, а смазка шейки вала в период замедления вращения осуществляется из аварийной емкости по маслопроводу *5* через специальным образом подобранные дозировочные отверстия, обеспечивающие уменьшение расхода масла с замедлением турбины.

К конструкции опорных подшипников предъявляют ряд требований.

1. Работа подшипника должна быть надежной, исключающей сильный разогрев масла и износ вкладыша. При износе вкладыша изменяются вибрационные характеристики всего валопровода (см. гл. 19) и может возникнуть интенсивная вибрация. Масло в под-

шипнике нагревается за счет сил трения между слоями масла в пленке и за счет тепла, поступающего по валу от горячих частей турбины. Обычно количество тепла, идущего по валу, не превышает 10—20 % тепла, выделяющегося в масляном слое. При разогреве до 115 °С внутренняя поверхность вкладыша, заливаемая антифрикционным легкоплавким сплавом — баббитом, размягчается и ее сопротивление деформированию и износу резко ухудшается. При 150 °С разрушается пленка из масла марки 22, часто применяемого для смазки подшипников. При 350 °С происходит выплавление баббитовой заливки с тяжелой аварией всего турбоагрегата.

Поэтому для поддержания температурного уровня подшипника все эксплуатационные инструкции жестко оговаривают температуру масла на входе (обычно 35—45 °С), нормальную температуру на выходе (около 65 °С) и предельную температуру (около 75 °С), при которой необходима немедленная остановка турбины. Температура баббитовой заливки, контролируемая термометрами сопротивления или термопарами, не должна превышать 100 °С.

Подшипник должен быть виброустойчивым и обладать достаточной демпфирующей способностью. Под виброустойчивостью понимают его способность не реагировать на случайные возмущения, всегда имеющиеся в турбине. Если случайные или исчезающие возмущения приводят к появлению в масляном слое незатухающих сил, вызывающих интенсивные вибрации валопровода, то подшипник не обладает достаточным запасом виброустойчивости (подробнее см. § 19.3). Все переменные силы, действующие на валопровод и вызывающие его вибрацию, в конце концов гасятся в масляном слое подшипников. Поэтому чем выше их демпфирующая способность, тем меньшая возникает вибрация.

Конструкция опорного подшипника должна обеспечивать небольшие изменения радиальных зазоров в турбине при всех режимах работы (в нерабочем состоянии и при любых нагрузках). Для этого необходимо, чтобы всплытие шейки вала на масляном слое было небольшим. Это позволит иметь в турбине небольшие радиальные зазоры и малые потери от протечек.

Потери на трение в подшипнике должны быть небольшими. При размерах шеек валов, достигающих в мощных турбинах 600 мм, потери мощности на трение могут достигать 200 кВт на каждый подшипник.

Как обычно бывает в технике, перечисленные требования являются противоречивыми в том смысле, что, удовлетворяя полнее одни из них, нет возможности выполнить другие. Например, для обеспечения высокой виброустойчивости и экономичности требуется иметь малые зазоры между шейкой и вкладышем и малое всплытие шейки вала. Но при этом увеличивается нагрев масла и работа подшипника становится чувствительной к перекосам шейки относительно вкладыша, возникает возможность полусухого трения и задеваний, т.е. снижается надежность. Поэтому при проектировании подшипников прибегают к компромиссным решениям, обеспечивая в первую очередь высокую надежность.

Принцип работы опорного подшипника можно уяснить из рис. 3.56. Невращающийся валопровод лежит на нижней половине вкладыша, контактируя с ним по части поверхности вблизи нижней образующей (рис. 3.56, *а*). Если через подшипник организовать поток масла и начать вращать ротор, то масло будет прилипать к поверхности шейки вала и увлекаться ею. Поскольку масло обладает вязкостью, то оно слой за слоем будет увлекаться под шейку вала и в результате при некоторой частоте вращения между ней и вкладышем появится устойчивая масляная пленка (рис. 3.56, *б*). Таким образом, всплытие шейки на масляной пленке обеспечивается, во-первых, вязкостью масла и, во-вторых, вращением шейки вала. Необходимо подчеркнуть, что *подъемная сила, возникающая в рассмотренном подшипнике, образуется не за счет давления масла на входе в подшипник, которое обычно составляет*

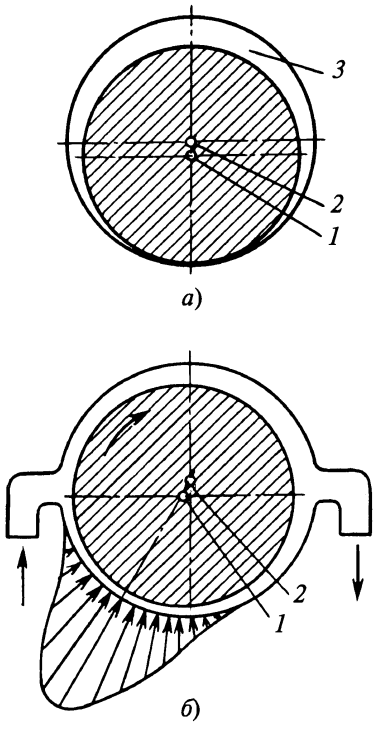


Рис. 3.56. Схемы, поясняющие работу опорного подшипника
а — положение неподвижной шейки вала во вкладыше; *б* — распределение в масляном слое вкладыша с цилиндрической расточкой; *1* — центр шейки; *2* — центр вкладыша; *3* — клиновидный зазор

около 200 кПа, а за счет давления, возникающего в масляном слое. Подшипник скольжения, работающий на этом принципе, называется гидродинамическим.

Если при «плавающей» шейке измерить давление вдоль окружности расточки вкладыша и вычесть из него давление, с которым масло подается к вкладышу, то получится распределение давления, показанное на рис. 3.56, *б*. Давление масла в узком клиновидном зазоре (клине) между шейкой и вкладышем, начиная от сливного канала, будет возрастать, достигая максимума в радиальном сечении, несколько не доходящем до минимального. Если распределение давления заменить эквивалентной ему силой, то ее вертикальная составляющая будет противодействовать вертикальным силам, в частности силе веса ротора, а горизонтальная составляющая — всем горизонтальным силам, в частности силам трения между слоями масла в масляном слое.

Сила трения между слоями масла зависит от их относительной скорости движения, поэтому устойчивая масляная пленка образуется только при достаточно большой частоте вращения, когда прилипший к поверхности шейки слой масла начнет увлекать соседний слой. При малой частоте вращения масляная пленка либо не образуется совсем, либо периодически исчезает. В соответствии с этим существует постоянно или периодически исчезает контакт шейки и внутренней поверхности вкладыша. При таком режиме работы возникает полусухое (полужидкостное) трение, при котором, если не принять специальных мер, будет выделяться большое количество тепла, происходить износ поверхности вкладыша и, главное, поверхности шейки вала. Именно для уменьшения сил трения при малой частоте вращения внутреннюю поверхность вкладыша заливают антифрикционным сравнительно мягким сплавом — баббитом — сплавом на основе олова.

Для заливки вкладышей подшипников используют только баббит марки Б-83, содержащий 83 % олова, 11 % сурьмы и 6 % меди. Оловянистая основа обеспечивает пластичность и деформируемость баббита под действием силы веса вала и равномерно ее распределяет по поверхности вкладыша. Кроме того, олово обеспечивает высокое сопротивление коррозии и хорошие литейные качества. Сурьма образует в олове твердые включения, придавая баббиту высокое сопротивление истиранию. Добавки меди обеспечивают однородность баббита.

Конструкция расточки вкладыша и организация его маслоснабжения играют решающую роль

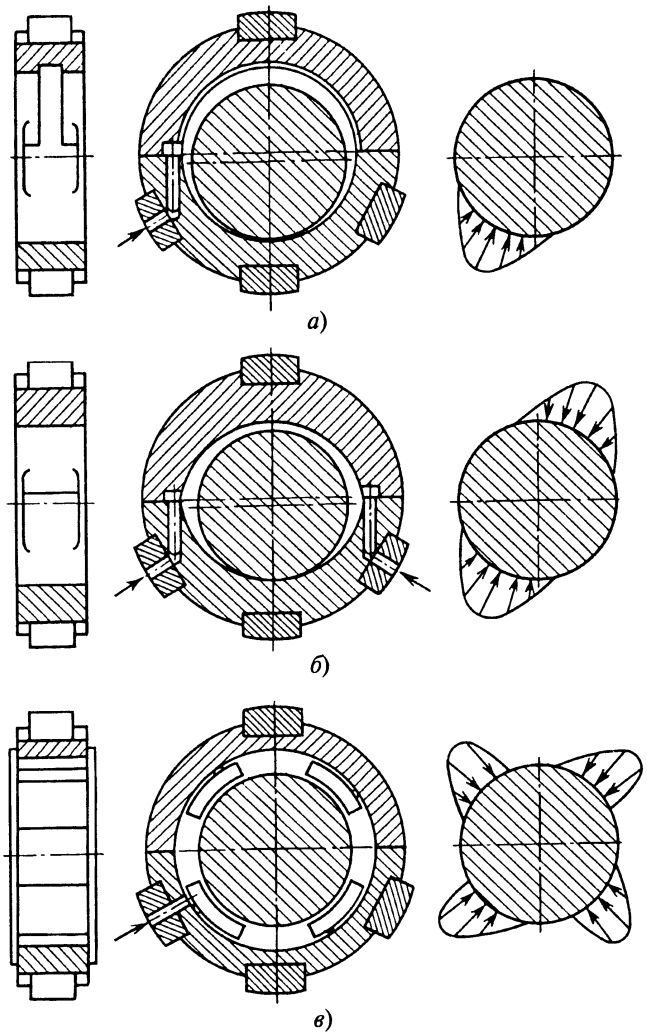


Рис. 3.57. Основные типы опорных подшипников
а — одноклиновой; *б* — двухклиновой; *в* — многоклиновой

в удовлетворении перечисленных выше требований. Даже небольшие изменения в форме расточки вследствие износа или отступлений в форме при ремонте могут существенно изменить вибрационные характеристики подшипника.

Существующие конструкции опорных вкладышей можно разделить на одноклиновые (другие используемые названия — цилиндрические, половинные), двухклиновые (эллиптические, лимонные) и многоклиновые (сегментные).

Одноклиновой вкладыш (рис. 3.57) имеет цилиндрическую расточку. При вращении шейки вала под ней образуется один несущий масляный клин. Принцип работы одноклинового подшипника рассмотрен выше. Его конструкция наиболее проста, и поэтому он широко применялся и применяется сейчас для турбин малой и средней мощности.

С ростом мощности турбин и увеличением циркуляционных возмущающих сил (см. подробнее

§ 19.3) работа одноклинового подшипника не обеспечивает устойчивости вращения вала на масляной пленке и возникает интенсивная вибрация. Одной из мер борьбы с ней является использование двухклинового подшипника, имеющего овальную расточку (см. рис. 3.57).

Требуемая овальность вкладыша рассчитывается очень точно и практически выполняется следующим образом. Между половинками вкладыша в разъеме устанавливается с каждой стороны прокладка, толщина которой подбирается таким образом, чтобы после выполнения цилиндрической расточки, удаления прокладок и соединения половин вкладыша получить требуемую овальность. Точность изготовления прокладок ±20 мкм по толщине. Вкладыш растачивается с допуском +50 мкм. После сборки подшипника и установки валопровода боковые и верхний зазоры в двухклиновом подшипнике находятся на уровне 0,5 мм.

В двухклиновом подшипнике масляный клин образуется не только в нижней, но и в верхней половине вкладыша. В результате появляется сила, действующая на верхнюю часть шейки вала и препятствующая появлению интенсивной вибрации.

Для турбин очень большой мощности и, главное, на сверхкритические параметры пара применение даже двухклиновых подшипников часто не избавляет от самовозбуждающихся колебаний. В этом случае эффективными становятся многоклиновые, или сегментные, подшипники, схема которых показана на рис. 3.57, *в*. Шейка вала размещается между несколькими сегментами, которые могут поворачиваться вокруг ребра опирания. К поверхности контакта шейки вала и каждого сегмента подводится масло, которое увлекается шейкой и образует масляный клин. Таким образом, шейка вала как бы удерживается системой масляных клиньев, каждый из которых возникает под своим сегментом. Это препятствует потере устойчивости вращения вала на масляной пленке. Подробнее механизм работы сегментных опорных подшипников рассмотрен в § 19.3.

Использованию многоклиновых подшипников способствует еще одно обстоятельство. С увеличением мощности турбин растут диаметры валов, которые передают ее на генератор, и соответственно увеличиваются диаметры шеек подшипников. Увеличение диаметра шейки приводит к тому, что масло, поступающее в клиновой зазор, из-за его большой окружной скорости быстро турбулизуется, т.е. его слои начинают интенсивно перемешиваться. При этом резко возрастают потери на трение в подшипнике. При использовании многоклиновых подшипников масло, поступающее на вход опорного сегмента, не успевает турбулизоваться из-за его малого пути под сегментом. Поэтому многоклиновые подшипники иногда используют не для обеспечения виброустойчивости ее валопровода, а для уменьшения потерь на трение.

Как уже отмечалось, малые радиальные зазоры в турбине и требование высокой виброустойчивости заставляют иметь между шейкой вала и вкладышем очень малые зазоры. Вместе с тем толщина масляной пленки должна перекрывать те микронеровности, которые имеются даже на шлифованной поверхности шейки и пришабренной поверхности вкладыша. Толщина масляной пленки должна быть больше тех механических включений, которые неизбежно имеются в масле после его очистки в фильтрах и масляном баке. Она должна быть достаточной для исключения полусухого трения при неизбежно возникающих перекосах шейки во вкладыше, при изменении температуры масла, частоты вращения и т.д. И, наконец, зазоры во вкладыше и его конструкция должны быть такими, чтобы обеспечить отвод тепла, возникающего за счет трения в масляном слое и идущего по валу от горячих частей турбины. Для выполнения всех этих противоречивых требований, как показывает опыт эксплуатации, необходимо иметь толщину масляной пленки примерно 20 мкм, для чего необходимо иметь диаметральный зазор, составляющий 0,002—0,004 диаметра шейки вала.

Очень важна для хорошего функционирования вкладыша правильная организация снабжения его маслом. На рис. 3.57, *а* показана длительное время применявшаяся и применяющаяся во многих случаях и сейчас организация маслоснабжения вкладыша. В верхней части вкладыша выполнена маслораздаточная канавка, позволяющая перепустить масло, подаваемое к вкладышу, сверху вокруг шейки вала и затем подать его в масляный клин. При этом увеличивается расход масла и обеспечивается хорошее охлаждение. Дополнительное улучшение маслоснабжения достигается выполнением на уровне разъема осевых выборок — маслораздающих карманов («развалов»), не доходящих до торцов вкладыша. Карманы облегчают вход масла во вкладыш и в масляный клин.

В двухклиновых подшипниках выполнение маслораздаточной канавки не имеет смысла: как показали опыты, в этом случае не только не возникает масляный клин в верхнем полувкладыше, но даже

образуются обширные вакуумные зоны, а смазочный слой теряет свою сплошность и происходит даже подсос воздуха из корпуса подшипника. Поэтому двухклиновые подшипники выполняют без маслораздаточной канавки.

Конструкции опорных подшипников. Типичная конструкция опорного вкладыша подшипника приведена на рис. 3.58.

Вкладыш состоит из двух половин *1* и *3*, скрепленных после укладки валопровода четырьмя болтами *2*, два из которых выполнены призонными для возможности точного повторения сборки. Вкладыш имеет баббитовую заливку. В верхней половине вкладыша выполнена маслораздаточная канавка *9*, а на уровне разъема в месте подачи масла — маслораздаточный карман *6*.

Нижняя половина вкладыша устанавливается на трех колодках *4* с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Для возможности центровки расточек вкладыша используются прокладки *5*, толщину которых изменяют соответствующим образом. Верхняя колодка используется для плотного зажатия вкладыша (натяг 0,05—0,15 мм) в корпусе подшипника, исключающего ослабление натяга при различной температуре корпуса подшипника и вкладыша. Ослабление крепления вкладыша грозит изменением вибрацион-

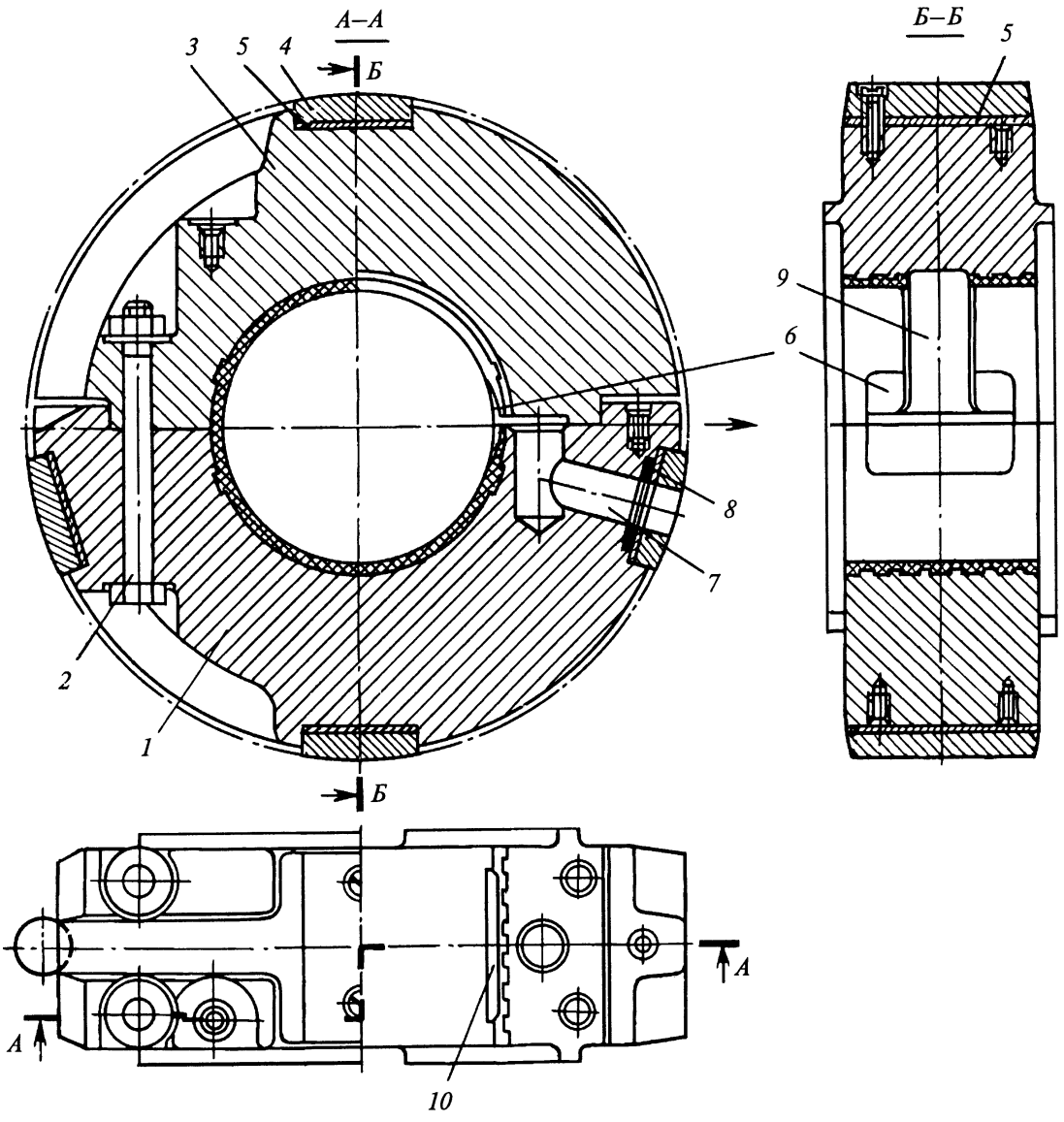


Рис. 3.53. Опорный вкладыш турбин ЛМЗ

ных характеристик валопровода и появлением интенсивной вибрации.

Масло подается по маслопроводу к корпусу подшипника. Оно проходит через отверстие в нем (см., например, рис. 3.55) и затем по каналу *7* подается в маслораздаточный карман *6*. По маслораздаточной канавке масло проходит на другую сторону вкладыша и затем под шейку вала. Для возможности регулировки расхода масла на отдельные подшипники турбоагрегата, перед которыми его давление может быть различным, используется ограничительная шайба *8*.

Сегментные опорные подшипники в работающих теплофикационных турбинах пока не используются.

3.10.2. Упорные подшипники

Упорный подшипник служит для восприятия результирующего осевого усилия, приложенного к вращающемуся валопроводу, и передачи его на детали статора. Одновременно он фиксирует положение валопровода в турбоагрегате и осевые зазоры в проточной части турбины и уплотнениях. Конструктивно упорный подшипник чаще всего размещают в корпусе вместе с одним из вкладышей опорного подшипника.

В современных паровых турбинах применяют исключительно сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения. Одна из возможных **конструктивных схем** представлена на рис. 3.59.

На валу *1* турбины выполняют упорный диск (гребень) *4*, который через масляный слой опирается в зависимости от направления осевого усилия на сегменты *3* или *5*, поворачивающиеся около ребер качания *9*. Масло для смазки подводится от насоса в коллектор *8*, из которого по отверстиям *2* в установочном кольце подается к сегментам *3*. Между упорным сегментом и гребнем образуется масляная пленка, препятствующая их контакту. Совокупность корпуса *6* и установленных в нем сегментов называют вкладышем упорного подшипника.

Маслоснабжение сегментов *5* второго ряда может осуществляться либо точно таким же образом (из другого коллектора) либо, как показано на рис. 3.59, перепуском масла по маслопроводу *7* в камеру этих сегментов. Вал в месте выхода из корпуса подшипника уплотняется, и подводимое к вкладышу масло заполняет внутреннюю полость вкладыша и выходит в основной корпус подшипника через отверстия в верхней половине вкладыша.

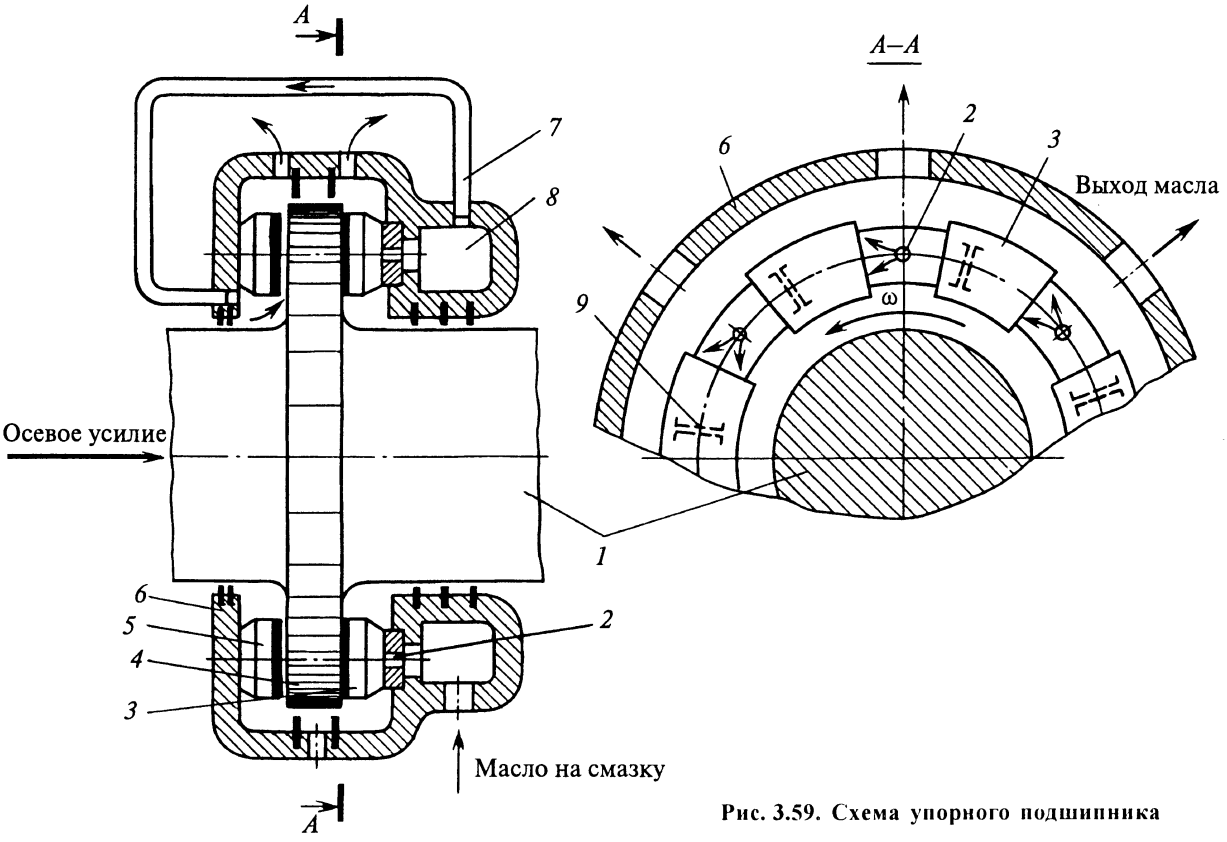


Рис. 3.59. Схема упорного подшипника

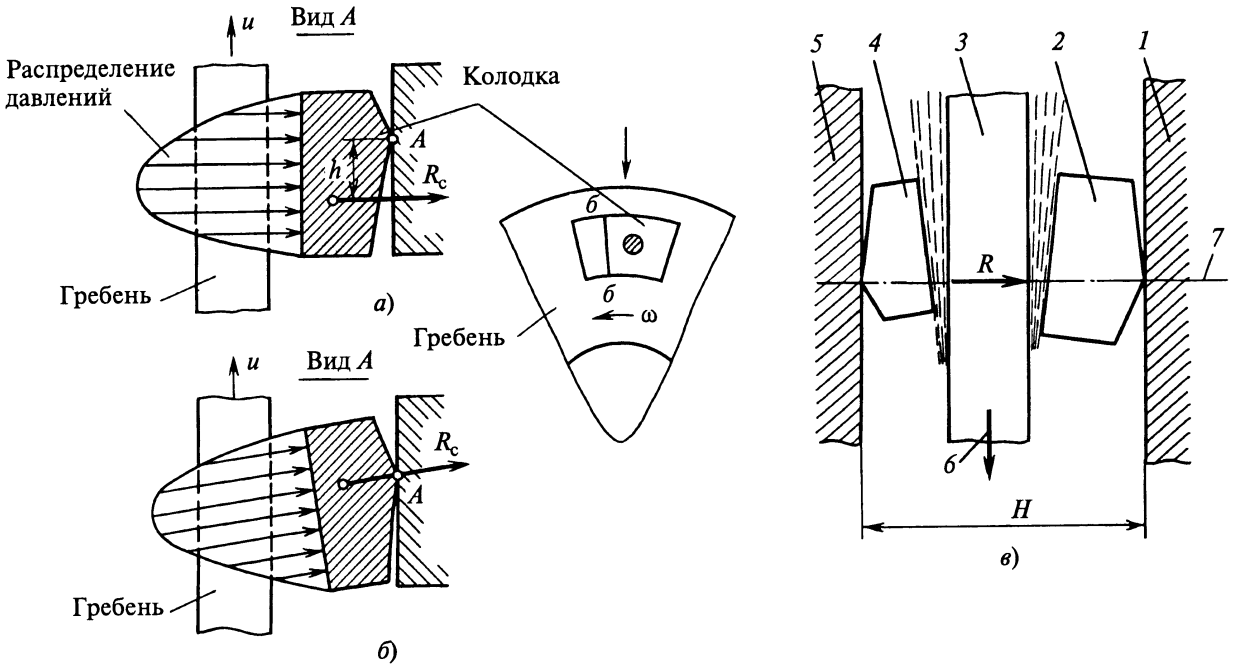


Рис. 3.60. Положение колодок и гребня в упорном подшипнике
а — неустойчивое; *б* — устойчивое; *в* — положение гребня в упорном подшипнике (вид на упорный подшипник сверху); *1*, *5* — корпус вкладыша; *2* — рабочий сегмент; *3* — гребень; *4* — установочный сегмент; *6* — направление вектора окружной скорости точки гребня, контактирующей с сегментом; *7* — ось турбины

Принцип работы упорного подшипника можно уяснить из рис. 3.60. Перед началом вращения вкладыш подшипника заполнен маслом. С началом вращения масло, прилипающее к гребню подшипника, увлекается слой за слоем под сегмент, и поскольку свободному осевому смещению гребня от сегмента препятствует осевая сила R, приложенная к ротору, на поверхности сегментов возникает некоторое распределение давления (рис. 3.60, *а*). Для простоты дальнейших рассуждений его можно заменить эквивалентной силой R_c, приложенной к некоторой точке сегмента и поворачивающей его так же, как и распределенное давление.

Если в некоторый момент распределение давления по поверхности сегмента будет таким, как показано на рис. 3.60, *а*, то его положение будет неустойчивым, так как равнодействующая R_c будет работать как рычаг с плечом h вокруг ребра опирания сегмента *б*—*б*. Поэтому сегмент начнет поворачиваться. Распределение давления при этом будет изменяться. В силу того, что зазор на входной части сегмента увеличится, давление здесь уменьшится; на выходной части сегмента оно, наоборот, возрастет. Ясно, что при этом сама сила R_c не изменится, поскольку не изменилось осевое усилие R и число сегментов. Сегмент будет поворачиваться до тех пор, пока сила R_c не пройдет через ребро опирания *б*—*б* и ее плечо h не станет равным нулю. Это и будет устойчивое положение сегмента, при котором между поверхностями гребня и сегмента образуется суживающийся канал — клин, по которому непрерывно проходит свежее масло, поступающее из отверстий *2* (см. рис. 3.59). Раскрытие клина автоматически изменяется с изменением осевого усилия R: чем больше осевое усилие, приложенное к ротору, тем сильнее раскрывается клин и больше равнодействующая R_c на каждом сегменте.

Условия работы упорных подшипников и требования к ним. Рассмотренная выше схема упорного подшипника (рис. 3.59) предполагает, что осевое усилие, действующее на валопровод, всегда приложено в одну сторону. Однако даже при этом следует ограничить возможность перемещения валопровода в противоположную сторону, так как случайный сдвиг на несколько миллиметров даже при монтаже или наладке может привести к повреждению тонких гребешков концевых и диафрагменных уплотнений. Тем более необходимо иметь упорные сегменты с противоположной стороны для мощных современных теплофикационных турбоагрегатов, в которых из-за различий в изготовлении, монтаже и из-за других причин направление осевого усилия может изменяться от режима к режиму или от турбины к турбине даже при одинаковой нагрузке. Поэтому все упорные подшипники выполняют с двумя рядами упорных сегментов, располо-

женными с противоположных сторон гребня. Иногда валопровод снабжают двумя гребнями, каждый из которых имеет только одну рабочую поверхность, опирающуюся на свой ряд упорных сегментов.

При работе подшипника с двумя рядами рабочих сегментов (рис. 3.60, *в*) масляные клинья возникают на сегментах обоих рядов. При этом осевые (рабочие) сегменты оказываются нагруженными не только осевым усилием R, приложенным к валопроводу, но и дополнительными силами, приложенными к гребню со стороны дополнительных (установочных) сегментов.

Величина возможного перемещения валопровода между рядами упорных сегментов называется осевым разбегом в упорном подшипнике. Чем больше разбег, тем меньше подгрузка рабочих сегментов за счет установочных. Однако разбег нельзя делать чрезмерно большим, так как это может привести к задеваниям в проточной части и появлению больших ударных нагрузок на сегменты при изменении знака осевого усилия (например, при резких изменениях нагрузки в многоцилиндровых турбинах с промежуточным перегревом пара. Малый осевой разбег также опасен, и не только потому, что появляется дополнительное усилие от неработающего ряда сегментов. При малом разбеге и требуемом в соответствии с нагрузкой повороте сегментов зазор между ними и гребнем уменьшается. Уменьшается при этом и расход масла под сегмент, и оно сильно разогревается. Вслед за маслом нагревается и сегмент, поверхность которого становится неплоской. В результате перегрева масляная пленка теряет свою несущую способность и пропадает. Гребень входит в контакт с сегментами, и за счет выделения большого количества тепла происходит либо мгновенное выплавление баббитовой заливки сегментов (если она имеется), либо быстрый их износ. Происходит осевой сдвиг ротора, и если он больше осевых зазоров, то возникают осевые задевания вращающихся деталей о неподвижные, что приводит к тяжелой аварии.

Поэтому осевой разбег в упорном подшипнике устанавливают так, чтобы толщина масляной пленки на выходе из сегментов была не меньше 40—60 мкм, среднее давление на сегмент не превышало 2—4 МПа, а температура баббитовой заливки была не больше 100 °С. Чем выше качество изготовления гребня и упорных сегментов (выше чистота поверхности гребня и меньше биение и конусность гребня), чем чище масло (мал размер твердых частиц в нем), чем меньше вибрация и возможные в условиях эксплуатации перегрузки, тем большие удельные давления и меньшие зазоры, а следовательно, и осевой разбег можно допустить в подшипнике. Обычно при сборке упорного подшипника устанавливают осевой разбег в 0,5—0,6 мм, а при работе он составит 0,3—0,4 мм.

Работа упорного подшипника должна быть абсолютно надежной, так как выход его из строя влечет, если не сработает соответствующая защита, тяжелейшую аварию.

Даже небольшой ремонт упорного подшипника, связанный с его вскрытием, приводит к большим потерям из-за необходимости длительного остывания турбины и простоя.

Конструкция упорных сегментов. Упорные сегменты являются основными деталями упорного подшипника, определяющими качество его работы.

Размеры упорных сегментов определяются тем средним давлением, которое допустимо, т.е. $q = R_c / F$, где F — площадь сегментов.

При обычном изготовлении допустимая нагрузка на сегмент составляет 1,5—2 МПа. При тщательном изготовлении гребня и сегментов и их сборке можно допустить q = 3,5—4 МПа.

Несущая способность упорного подшипника зависит не только от удельного давления, но и от формы сегментов, способа их опирания, их общего числа и других факторов. Она обеспечивается при вполне определенном соотношении размеров сегмента (рис. 3.61): $B/L \approx 1$; $h/B \approx 0{,}5$. Радиальное ребро, к которому подводится свежее масло, называется входным, в противоположное — выходным. Центральный угол образованный входным и выходным ребрами, составляет 28—35°.

Поверхность сегмента, обращенная к упорному гребню, заливается слоем баббита толщиной примерно 1,5 мм. Для лучшего прилегания баббитовой заливки в сегменте выполняются пазы типа «ласточкин хвост». Для равномерного прилегания сегментов к гребню их периодически подшабривают, и поэтому толщина баббитовой заливки постепенно уменьшается. При ее уменьшении до 0,8—0,9 мм сегменты перезаливают новым слоем баббита.

Роль баббитовой заливки в упорных и опорных подшипниках различна. В опорных вкладышах баббит имеет роль антифрикционного материала, необходимого при работе в режиме полусухого трения. В большинстве упорных подшипников сегменты расположены в масляной ванне, и режима полусухого трения практически не возникает. Поэтому не-

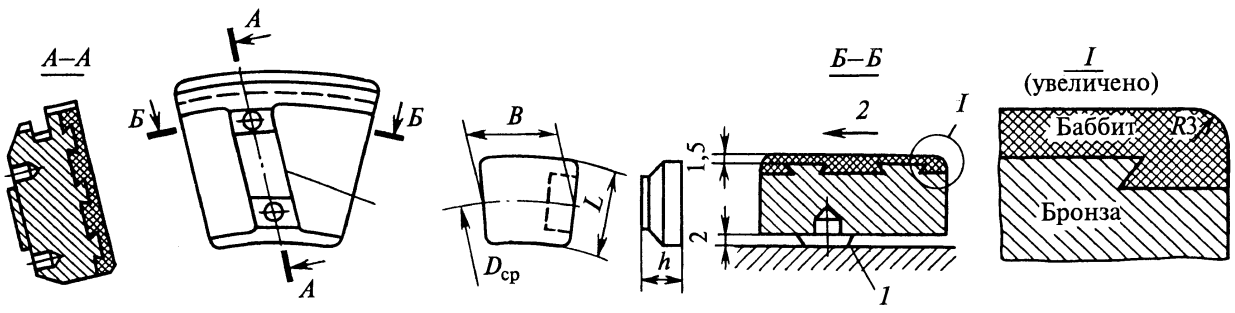


Рис. 3.61. Упорный сегмент
1 — ребро качания; *2* — направление вращения упорного диска

которые турбинные заводы изготовляют сегменты вообще без баббитовой заливки. В большинстве случаев сегменты выполняют с баббитовой заливкой. При внезапном увеличении осевого усилия до недопустимого значения, когда гребень входит в контакт с поверхностью сегмента, происходит почти мгновенное выплавление баббита и валопровод резко перемещается на 1—1,5 мм. Этот осевой сдвиг валопровода используется в качестве сигнала для защиты турбины от дальнейшего осевого смещения валопровода в ней, когда в контакт уже могут войти вращающиеся и неподвижные элементы проточной части или уплотнений.

Каждый упорный сегмент подвешивается на двух штифтах и контактирует с подкладным кольцом только по ребру качания (см. рис. 3.61), вокруг которого он свободно поворачивается при изменении осевого усилия. Ребро качания выполняют параллельно выходному ребру упорного сегмента. Это обеспечивает одинаковость зазора по выходному ребру при повороте сегмента, более равномерное распределение давления по его поверхности и его меньший износ. Ребро качания располагают не на середине сегмента, а ближе к выходному ребру (примерно на расстоянии 0,6В). Это, с одной стороны, исключает возможность опрокидывания сегмента с закрытием масляного клина, а с другой, при повороте сегмента не уменьшает зазор на выходе столь сильно, чтобы происходил износ выходной части сегмента.

При нормальной работе упорного подшипника основное выделение тепла происходит в масляном слое. Часть этого тепла уносится потоком масла, а часть передается сегменту. Слои сегмента, прилегающие к баббитовой заливке, нагреваются и расширяются сильнее, чем слои у ребра качания. В результате первоначально плоская рабочая поверхность сегмента приобретает цилиндрическую форму с образующими, параллельными ребру качания. Чем больше неравномерность температур по толщине сегмента, тем сильнее он деформируется и тем меньше его несущая способность. Для уменьшения неравномерности температур сегменты выполняют из материалов, обладающих высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения. В качестве таких материалов используют сплавы на основе меди — бронзу и латунь. Иногда для сегментов используют даже чистую медь.

При одной и той же суммарной поверхности сегментов, обеспечивающих некоторое среднее удельное давление, можно выполнить либо большое число мелких сегментов, либо малое число больших. При малом их числе увеличиваются размеры подшипника, а при большом — затрудняется охлаждение: при плотном расположении сегментов горячее масло из-под сегмента не успевает перетечь в корпус и подмешивается к холодному маслу, подаваемому под следующий сегмент. Расчеты и опыт эксплуатации показали, что оптимальное число упорных сегментов в подшипнике составляет от шести до восьми.

Конструкции упорных подшипников. На рис. 3.62 показана типичная конструкция вкладыша подшипника турбины, осевое усилие в которой направлено всегда в одну сторону (слева направо).

Вкладыш подшипника выполнен комбинированным: он состоит из двух половин *17* и *18* и включает в себя опорную и упорную части. В последней помещены два разъемных по диаметру установочных кольца *2* и *3*, закрепляемых во вкладыше стопорными шайбами *6*. На установочных кольцах на штифтах *10* свободно устанавливаются рабочие *7* и установочные *8* сегменты. Для точной регулировки осевого разбега служит металлическая прокладка *9*.

Вкладыш устанавливается в обойме *19*, также состоящей из двух половин, скрепляемых болтами

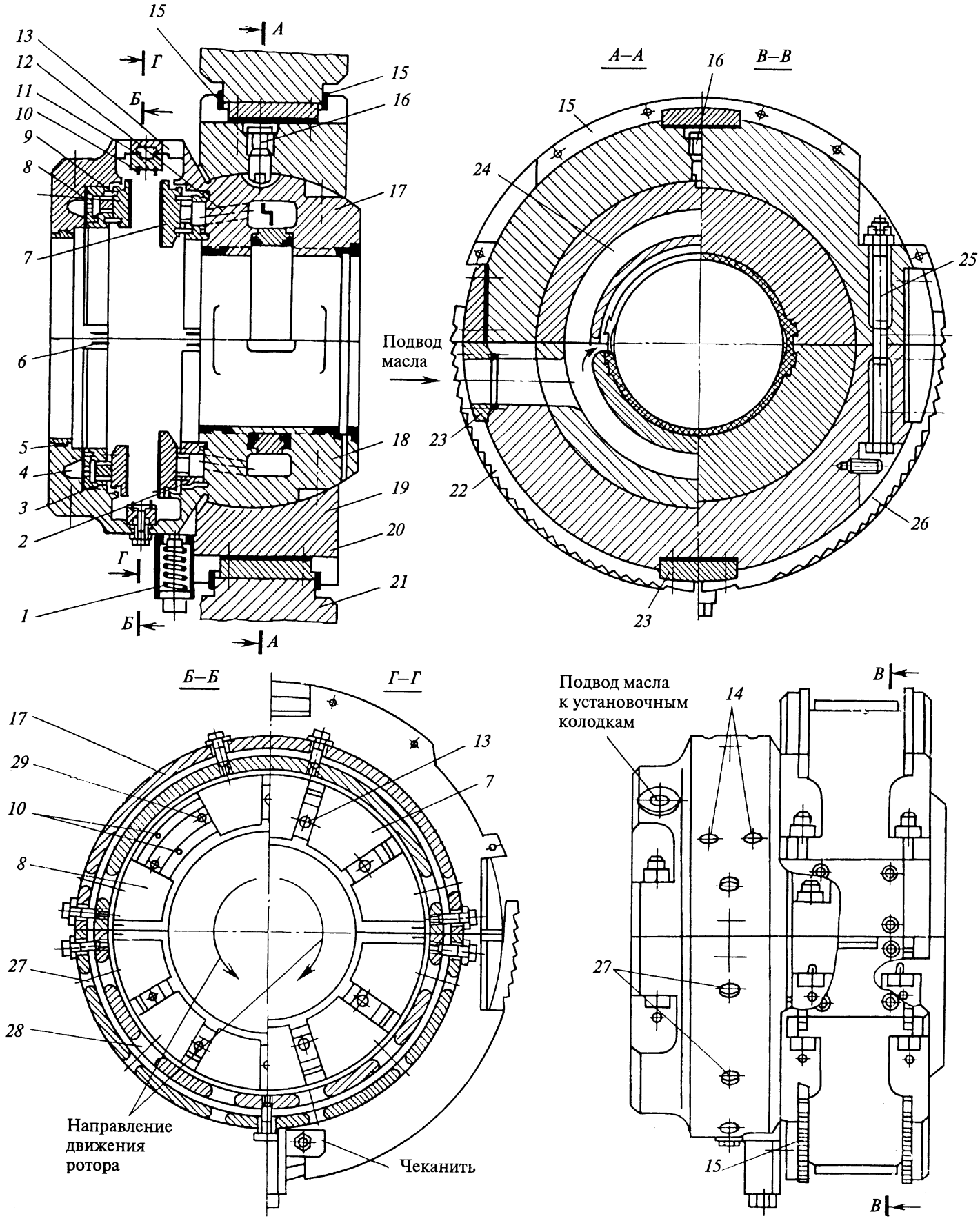


Рис. 3.62. Опорно-упорный подшипник

25. Поверхность вкладыша выполнена сферической, что позволяет несколько поворачивать вкладыш при монтаже, добиваясь строгой параллельности рабочих плоскостей сегментов и упорного гребня, обеспечивая тем самым одинаковость загрузки сегментов. Для исключения поворота вкладыша в обойме при монтаже под действием силы веса упорной части иногда используют амортизатор *1*. После регулировки положения вкладыша его стопорят штифтом *16*, на конце которого выполнены две параллельные лыски, а во вкладыше — прорезь, в которую входит конец штифта.

После окончательной регулировки прилегания упорных сегментов к гребню вкладыш закрепляют в обойме с натягом 0,04—0,1 мм. В рабочих условиях натяг увеличивается из-за большего нагрева вкладыша, чем обоймы. Таким образом, рассматриваемая конструкция является жесткой в том смысле, что при изменении наклона упорного гребня усилия, действующие на отдельные сегменты, не выравниваются.

Обойма помещается в корпус подшипника *21* на колодках *23* и центруется с помощью прокладок *20*, установленных под ними.

Осевое положение обоймы вместе с закрепленным в ней вкладышем и расположенным между сегментами *7* и *8* гребнем валопровода регулируется с помощью установочных колец, каждое из которых состоит из двух нижних *22* и *26* и одной верхней *15* частей. Для того чтобы сместить валопровод (например, для установки осевых зазоров в проточной части), надо снять крышку корпуса подшипника, разболтить обойму и снять крышку вместе с привинченными к ней полукольцами *15*. Затем, зацепив за внешние зазубрины, можно при установленном роторе «выкатить» установочные кольца *22* и *26*. Если, например, необходимо сместить валопровод вправо, то толщина всех трех частей *15*, *22* и *26* правого установочного кольца (см. основной вид на рис. 3.62) уменьшается, а левого увеличивается. Затем осуществляется сборка в обратной последовательности.

Масло для смазки подается через боковую колодку *23* в кольцевую полость *24*. Из нее осуществляется смазка шейки вала точно так же, как описано выше (см. описание опорного подшипника, показанного на рис. 3.58).

Масло для смазки рабочих упорных сегментов из кольцевой полости *24* проходит по наклонным сверлениям *13* и подается к выходным ребрам каждого из сегментов *7*.

Масло к установочным упорным сегментам *8* подается из камеры *4*, куда оно подводится отдельным маслопроводом, по отверстиям *29*.

Уплотнение *5*, выполненное в виде кольцевой баббитовой заливки, не дает маслу вытекать из камеры установочных сегментов. Таким образом, подаваемое масло заполняет вкладыш упорного подшипника и через шесть отверстий *14* вытекает в корпус подшипника.

Для уменьшения потерь трения вокруг цилиндрической поверхности гребня устанавливается разъемное кольцо *12*, в котором закреплены гребешки уплотнения *11*. Масло, попавшее между гребешками, дренируется через отверстия *28* и *27*, выполненные в нижних половинах уплотнительного кольца и корпуса вкладыша.

Основной недостаток рассмотренной конструкции — фиксированное положение вкладыша во время работы, при котором вследствие поворота упорного гребня усилия, действующие на отдельные упорные сегменты, могут отличаться в 2—2,5 раза.

На рис. 3.63 показан опорно-упорный подшипник с центральным расположением опорного вкладыша, выполненного как одно целое с двумя корпусами упорных подшипников, расположенных симметрично. Такая конструкция целесообразна для мощных современных турбин с промежуточным перегревом пара, в которых осевое усилие может менять свое направление. Валопровод имеет два упорных гребня.

Вкладыш *5* состоит из двух половин, скрепленных восемью чистыми болтами. Вкладыш устанавливается между двумя половинами обоймы *6* со сферической внутренней расточкой. Сферическая поверхность служит для установки плоскости упорных сегментов *3* и *14* параллельно плоскости упорных гребней во время сборки. После сборки половины обоймы фиксируются по отношению друг к другу штифтами *18* и скрепляются шпильками. Для исключения возможности вращения вкладыша в обойме в ее нижней половине устанавливается стопорный штифт *15* с лысками, работа которого описана выше.

Упорные сегменты свободно подвешиваются на разъемных установочных кольцах *2* и *12*. Осевой разбег устанавливается с помощью регулировочной прокладки *11*. Обойма с закрепленным в ней

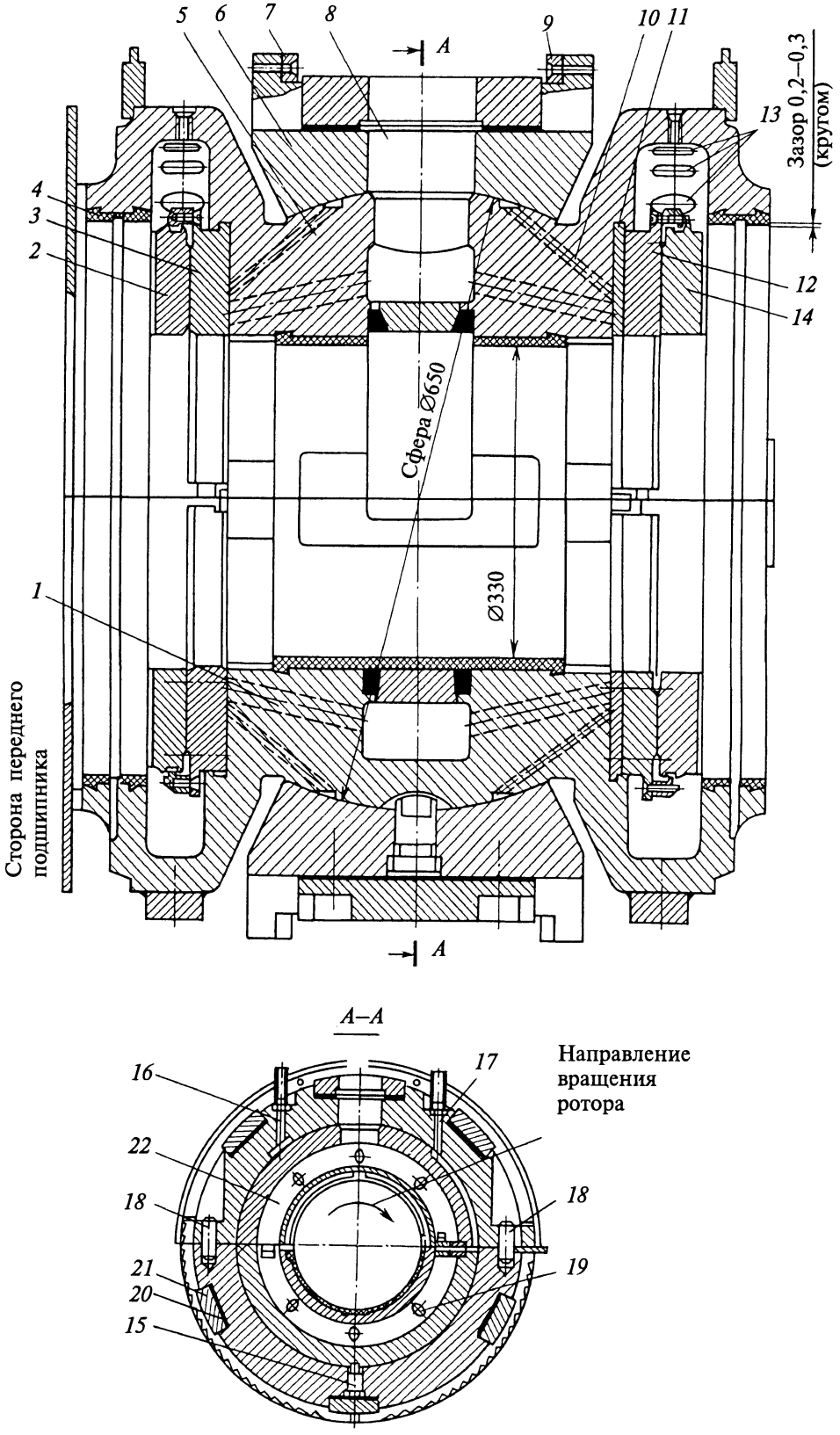


Рис. 3.63. Опорно-упорный подшипник турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

вкладышем помещается на три колодки *21* и центруется с помощью прокладок *20*. Верхняя колодка служит для плотного зажатия обоймы в корпусе подшипника. Осевое положение обоймы с вкладышем и всем валопроводом регулируется кольцами *7* и *9*, состоящими из трех частей. Их использование для регулировки осевого положения валопровода, описанного выше.

Масло к подшипнику подается из аварийной емкости (не показанной на чертеже) по вертикальному каналу *8* в кольцевую плоскость *22*, откуда оно проходит к шейке вала и через отверстия *19* по сверлениям *1* и отверстиям в установочных кольцах *4* и *12* и в прокладке *11* индивидуально к каждому упорному сегменту. Плоскости упорных сегментов уплотнены баббитовыми заливками *2*.

Корпуса упорных подшипников с вращающимся гребнем и непрерывными подачей и сливом масла представляют собой сложную гидродинамическую систему, в отдельных зонах которой могут возникать вакуумные зоны со вскипанием масла и выделением из него растворенного воздуха. Это может привести к нарушению масляной пленки между гребнем и упорными сегментами. Этому, в частности, способствует дросселирование масла при подводе (см. поз. *8* на рис. 3.55). В рассматриваемой конструкции регулирование расхода масла и регулирование его давления в подшипнике осуществляется не дроссельной диафрагмой на входе, а специальными винтами, ввинчиваемыми в отверстия *13*, через которое масло покидает корпус упорного подшипника. Таким путем удается избежать образования вакуумных зон.

В аварийных ситуациях, связанных с прекращением подачи масла в аварийную емкость, масло в подшипник по каналу *8* не подается. После отключения генератора от сети во время выбега валопровода масло по трубке аварийной подачи (см. рис. 3.55) по каналу *17* подается на смазку опорной части, а по каналу *16* и наклонным сверлениям *10* — на смазку упорных сегментов.

3.10.3. Корпуса подшипников и их соединение с турбиной

Корпуса подшипников, иногда называемые опорами валопровода, в которые помещаются вкладыши, можно разделить на три вида: встроенные, выносные и приставные.

Встроенные корпуса подшипников, или просто встроенные подшипники, выполняют совместно с выходным патрубком цилиндра (рис. 3.64). Во внутренний обвод нижней части выходного патрубка с помощью косынок, ребер и подкосов вваривается нижняя часть корпуса подшипника. Таким образом, встроенный подшипник представляет собой единое целое с корпусом турбины. Внутри нижней части корпуса подшипника вваривают полукольца, на которые опираются колодками вкладыши опорных подшипников.

Верхняя часть корпуса такого подшипника делается съемной и прикрепляется к нижней фланцевым соединением. Корпус подшипника располагают как можно ближе к последней ступени для сокращения осевого габарита турбоагрегата. Крышка корпуса подшипника опускается после установки валопровода и крышки корпуса цилиндра. В тех случаях, когда нет возможности опустить крышку подшипника и продвинуть ее внутрь обвода выходного патрубка, ее выполняют с вертикальным разъемом и закрывают по частям. Выше был показан способ подвода масла к подшипнику, раздачи на вкладыши и слива из них (см. рис. 3.33).

Встроенные подшипники используют только там, где температура примыкающего цилиндра невелика и идущее по его металлу тепло не может сильно нагреть корпус подшипника. В основном они используются для опирания роторов ЦНД.

Выносные корпуса подшипников, или просто выносные подшипники, выполняют отдельно стоящими на фундаментных рамах. Они не связаны жестко с корпусами цилиндров, и их применяют в двух случаях: когда температура примыкающего цилиндра высока или когда велики деформации цилиндра и их нежелательно передавать на опоры валопровода и, следовательно, на сам валопровод. Первый случай характерен для ЦВД и ЦСД, второй — для ЦНД очень мощных турбин с развитыми выходными патрубками.

На рис. 3.65 показан корпус выносного подшипника сварной конструкции, устанавливаемого между цилиндрами турбины. Нижняя половина корпуса *13* помещается на фундаментную раму. Шпонки *1* позволяют совместить вертикальные плоскости корпуса подшипника и примыкающих цилиндров. При пуске вследствие прогрева корпуса турбины расширяются, и их лапы, удерживаемые от отрыва прижимными скобами *4*, через поперечные шпонки *3* передают движение на корпус подшипника, перемещающийся по направляющим *5* продольных шпонок, установленных на фундаментных рамках.

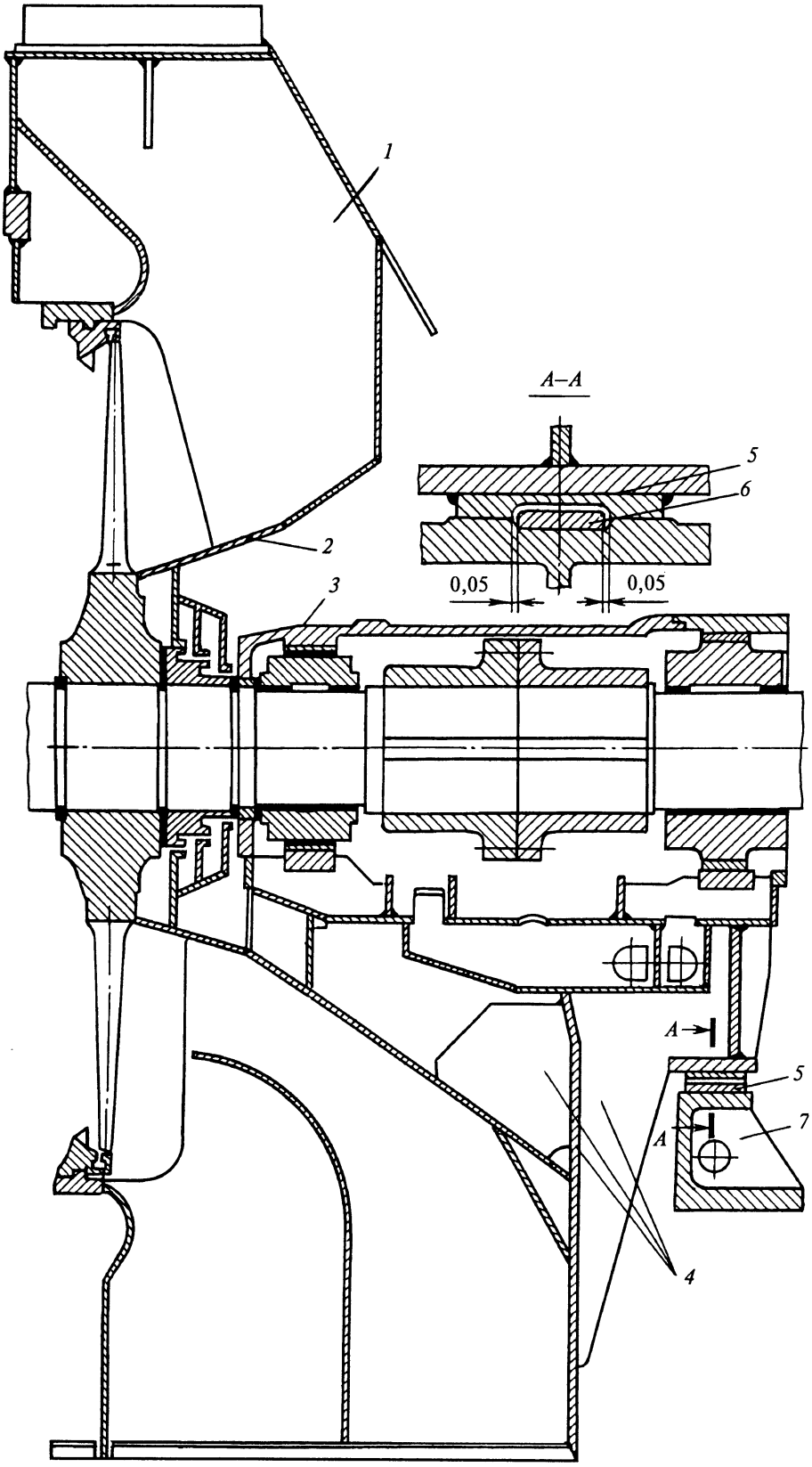


Рис. 3.64. Встроенный подшипник

1 — выходной патрубок; *2* — внутренний (конический) обвод патрубка; *3* — крышка корпуса подшипника; *4* — ребра; *5* — шпоночный паз; *6* — шпонка; *7* — фундаментная рама

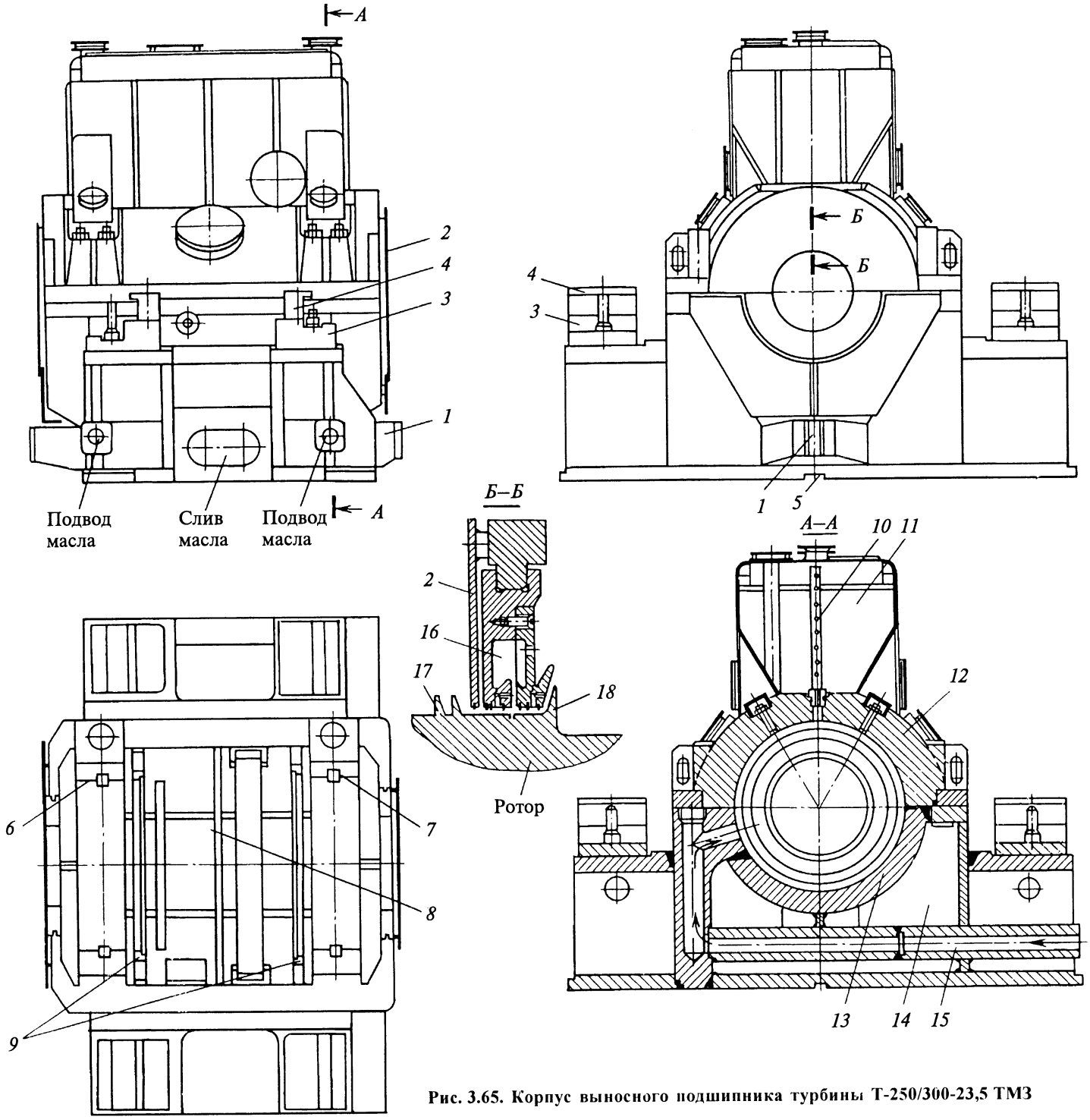


Рис. 3.65. Корпус выносного подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

В расточках *6* и *7* располагают вкладыши опорных подшипников, а в пространстве *8* между ними — соединительную муфту. После укладки валопровода корпус подшипника закрывается крышкой *12*. Масло к каждому из вкладышей подается по каналам *15*. Для того чтобы масло из вкладышей не попадало на муфту, которая при своем вращении будет его вспенивать, вследствие чего масло будет насыщаться воздухом, в расточки *9* устанавливают разделительные перегородки. Масло, вытекающее из торцов подшипника в пространство *14*, собирается на дне его корпуса и направляется в масляный бак.

Корпус подшипника должен быть плотным и не должен допускать утечки из него масла или, наоборот, попадания в него пара или капель воды. В первом случае может возникнуть пожар, во втором бу-

дет происходить обводнение масла и его быстрое старение, требующее замены или регенерации. Поэтому корпус подшипника снабжают масляным уплотнением (сечение *Б—Б*). Масло, текущее вдоль ротора, маслоотбойным выступом *18* отбрасывается внутрь корпуса подшипника, а масляные брызги и пыль попадают в ловушку *16*, соединенную (так же, как и отдельные секции лабиринтового уплотнения) с внутренним пространством корпуса подшипника, где специальным эксгаустером поддерживается небольшое разрежение (см. § 4.1). Для исключения попадания пара из концевого уплотнения турбины в корпус подшипника устанавливаются пароотбойные кольца *17*. Экраны *2* уменьшают тепловой поток от изоляции горячего корпуса турбины на корпус подшипника.

На крышке корпуса подшипника установлена аварийная емкость *11*, из которой масло по дозирующей трубке *10* подается при авариях и неполадках в системе маслоснабжения.

В корпусах подшипника и цилиндра помещается единый валопровод. Поэтому оси вкладышей подшипников и диафрагм должны всегда совпадать. В конструкциях цилиндров со встроенными подшипниками центровка осуществляется перед приваркой нижней части корпуса подшипника к корпусу турбины и после установки соответствующих прокладок под установочные колодки вкладышей или обойм опорных подшипников. В дальнейшем центровка сохраняется при всех режимах. Выносные подшипники должны быть присоединены к корпусу турбины так, чтобы при любых их температурах сохранялась центровка, а их расширение относительно друг друга было свободным. Для этого используется система шпоночных соединений, обеспечивающих совпадение горизонтальной и вертикальной плоскостей корпусов подшипника и турбины.

Внешние корпуса цилиндров, сочленяемых с выносными подшипниками, выполняют с лапами (см., например, рис. 3.26), а корпуса подшипников — с боковыми площадками — стульями *4* (рис. 3.66), на которые опускается и в дальнейшем опирается кор-

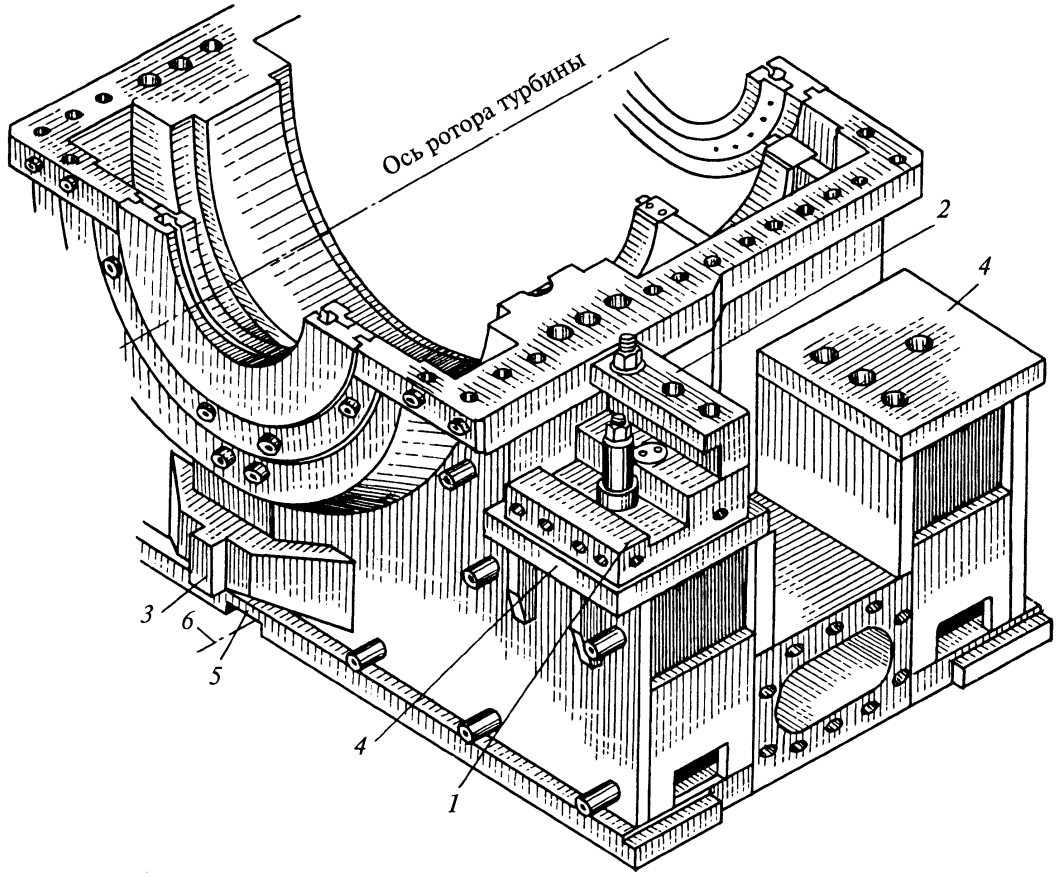


Рис. 3.66. Общий вид нижней половины корпуса среднего подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ
1 — поперечная шпонка; *2* — прижимная скоба; *3* — вертикальная шпонка; *4* — опорная площадка для поперечной шпонки; *5* — шпоночный паз под продольную шпонку; *6* — ось продольных шпонок

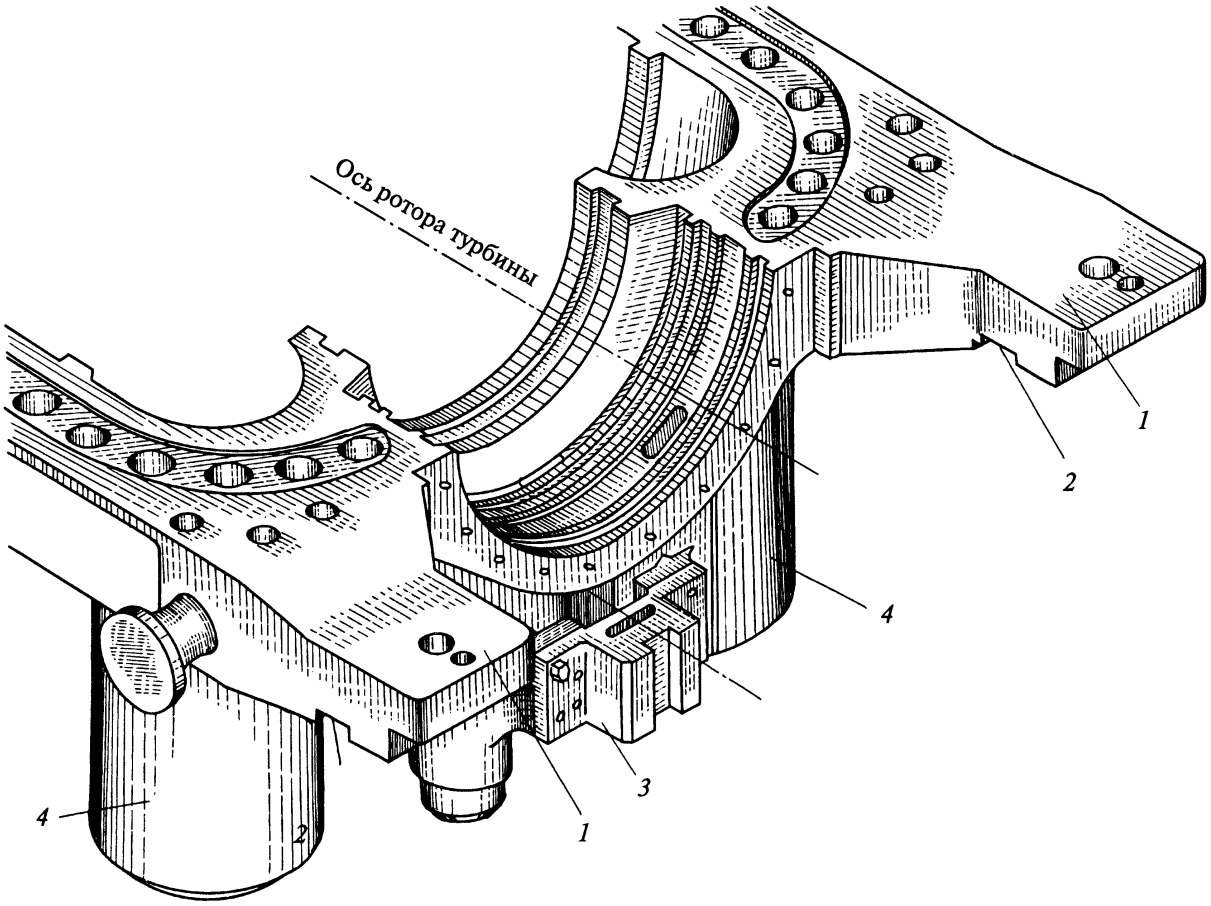


Рис. 3.67. Выходная часть корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ
1 — лапы; *2* — шпоночные пазы под поперечные шпонки; *3* — шпоночный паз под вертикальную шпонку; *4* — выходные патрубки ЦВД

пус своими лапами. *Высота стульев подбирается так, чтобы совместить горизонтальные плоскости корпусов подшипника и цилиндра, проходящие через их оси, во время работы турбины.* Для этого при монтаже допускают умышленную точно рассчитанную расцентровку: оси внешнего корпуса турбины (или его внутреннего корпуса, или обоймы) располагают ниже оси ротора с таким расчетом, чтобы при работе, когда внешний корпус разогреется, обеспечивалась центровка. В частности, на рис. 3.66 видны два из четырех стульев со специальными пластинами, в которых выполнены шпоночные пазы и на которые кладутся два соседних корпуса своими лапами. Для исключения отрыва лап корпуса от стульев используют прижимные скобы *2*, устанавливаемые по отношению к лапам с небольшим зазором и не препятствующие их поперечному расширению.

Для совмещения вертикальных плоскостей корпусов цилиндра и подшипника используют вертикальную шпонку *3* (рис. 3.67), входящую в соответствующий паз на корпусе турбины.

Таким образом, соединение корпусов турбины и подшипника с помощью подвески на стульях и вертикальной шпонки обеспечивает их центровку при любых режимах работы с сохранением свободы тепловых расширений.

Все корпуса подшипников, а также цилиндров, устанавливаемых непосредственно на фундамент, помещают строго на одной линии с помощью продольных шпонок, привинчиваемых к фундаментным рамам. Шпоночные пазы *5* (см. рис. 3.66) служат для сопряжения корпусов подшипников и этих шпонок.

На рис. 3.68 показано опирание лап корпуса на стулья подшипника, а на рис. 3.69 сопряжение лапы и стула подшипника. Необходимое положение го-

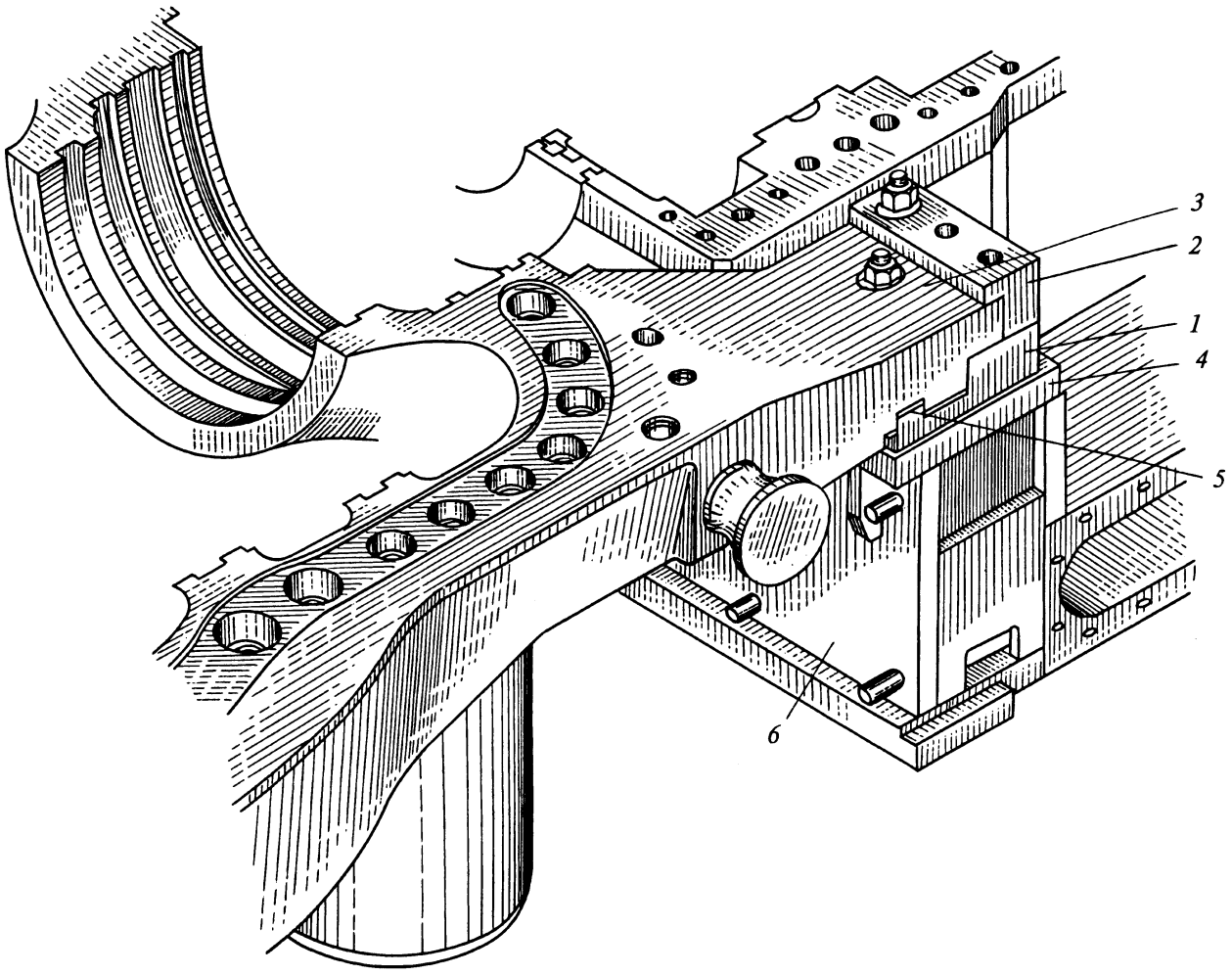


Рис. 3.68. Опирание корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ на корпус среднего подшипника
1 — пластина со шпонкой; *2* — прижимная скоба; *3* — фланец; *4* — опорная пластина; *5* — шпоночное соединение; *6* — корпус подшипника

ризонтальной плоскости разъема корпуса (рис. 3.69) обеспечивается прокладкой *4*, по которой скользит лапа в поперечном направлении вдоль шпоночного соединения *а*. Основным элементом соединения является поперечная шпонка, входящая в шпоночный паз на лапе корпуса. Тепловые зазоры 0,04—0,08 мм (в данном случае 0,05 мм) в шпоночном соединении не препятствуют поперечному (по отношению к вертикальной плоскости) смещению лап относительно стульев подшипника.

Прижимная скоба препятствует отрыву лапы от плоскости опирания. Он может произойти под действием сил от нескомпенсированных тепловых расширений паропроводов, присоединенных к корпусу турбины, или от реактивного крутящего момента, приложенного к корпусу турбины через сопловые лопатки, диафрагмы и обоймы. Вместе с тем скоба не препятствует расширению лапы вдоль поперечной шпонки, так как между ней и лапой оставляют тепловой зазор 0,06 — 0,08 мм.

Рассмотренная конструкция соединения корпусов подшипника и турбины не обеспечивает строгой центровки на всех режимах работы. Связано это с тем, что плоскость опирания нижней половины корпуса турбины отстоит на некотором расстоянии от плоскости разъема. Поэтому если при каком-либо режиме, например при номинальном, специально введенная монтажная расцентровка обеспечивает совпадение плоскости разъема с осью ротора, то при другом режиме, когда температура поперечной шпонки или лапы будет другой, центровка нару-

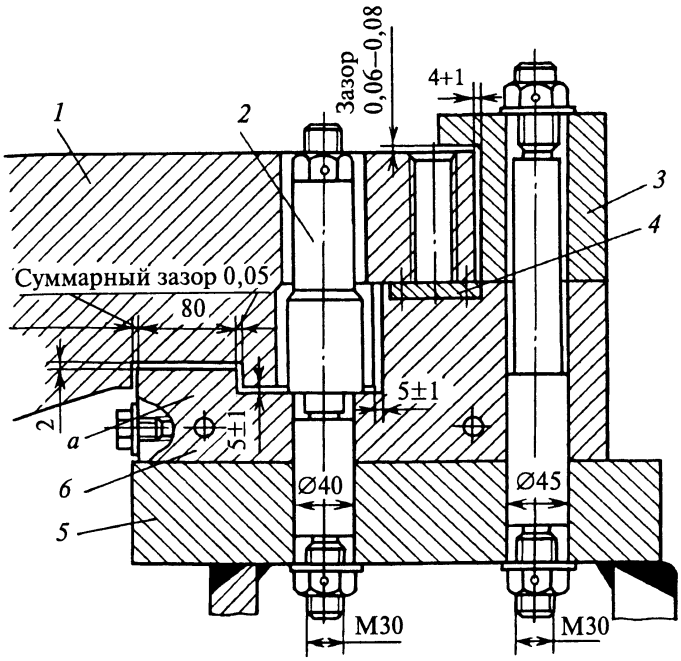


Рис. 3.69. Узел сопряжения лапы и корпуса подшипника в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — фланец; *2* — специальный болт; *3* — прижимная скоба; *4* — прокладка; *5* — опорная пластина; *6* — пластина со шпонкой

шится из-за различных вертикальных температурных перемещений шпонки и лапы.

На рис. 3.66 видна вертикальная шпонка *3*, а на рис. 3.67 шпоночный паз *3* под нее для совмещения вертикальных плоскостей корпусов подшипников и турбины. К торцевым поверхностям стульев подшипника приваривается продольная шпонка. К корпусу турбины строго в ее вертикальной плоскости крепится шпоночный паз. Шпонка входит в паз с тепловым зазором. Поэтому более горячий корпус турбины свободно расширяется вниз относительно корпуса подшипника, установленного на фундаментной раме.

Приставные корпуса подшипников — это корпуса, которые устанавливаются на фундамент так же, как и выносные опоры, а затем жестко прикрепляются к корпусу турбины сваркой или болтовым соединением. Используются приставные опоры для роторов ЦНД, в которых нет большой разницы в тепловых расширениях корпусов турбины и подшипника. Опирание корпуса подшипника на фундамент позволяет увеличить жесткость опоры по сравнению со встроенными подшипниками. В теплофикационных отечественных турбинах приставные корпуса подшипников не используются.

3.11. УСТАНОВКА ТУРБОАГРЕГАТА НА ФУНДАМЕНТЕ

3.11.1. Фундамент турбоагрегата

Турбоагрегат, в общем случае состоящий из многоцилиндровой турбины и электрического генератора, устанавливают на специальное строение, называемое фундаментом.

Фундамент служит двум целям:

1) обеспечить на всех режимах работы такое положение корпусов подшипников и цилиндров турбины, при котором не возникает интенсивных вибраций;

2) помочь компактно разместить все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки и сократить затраты на строительство здания электростанции.

Типичный фундамент так называемой рамной конструкции показан на рис. 3.70. Он состоит из верхней и нижней фундаментных плит, связанных вертикальными колоннами. Верхняя фундаментная плита образована продольными и поперечными балками. Последние часто называют ригелями. Нижняя фундаментная плита, часто достигающая толщины 2—3 м, кладется на специально подготовленное грунтовое основание. Она должна исключить деформацию фундамента при его неравномерной осадке на грунте.

На фундамент действуют значительные нагрузки от веса оборудования, установленного на нем, от сил трения, вызванных расширением турбины по фундаментным рамам, и от вибрации.

При достаточной жесткости всех элементов фундамента плита не будет деформироваться, исключая неодинаковость смещений опор турбоагрегата и появления вибрации, и приводить к быстрому износу подшипников и уплотнений.

Пространство между верхней и нижней фундаментными плитами называется конденсационным. Оно используется для размещения конденсатора, сетевых подогревателей, масляного бака и масляных насосов, конденсатных насосов и другого вспомогательного оборудования.

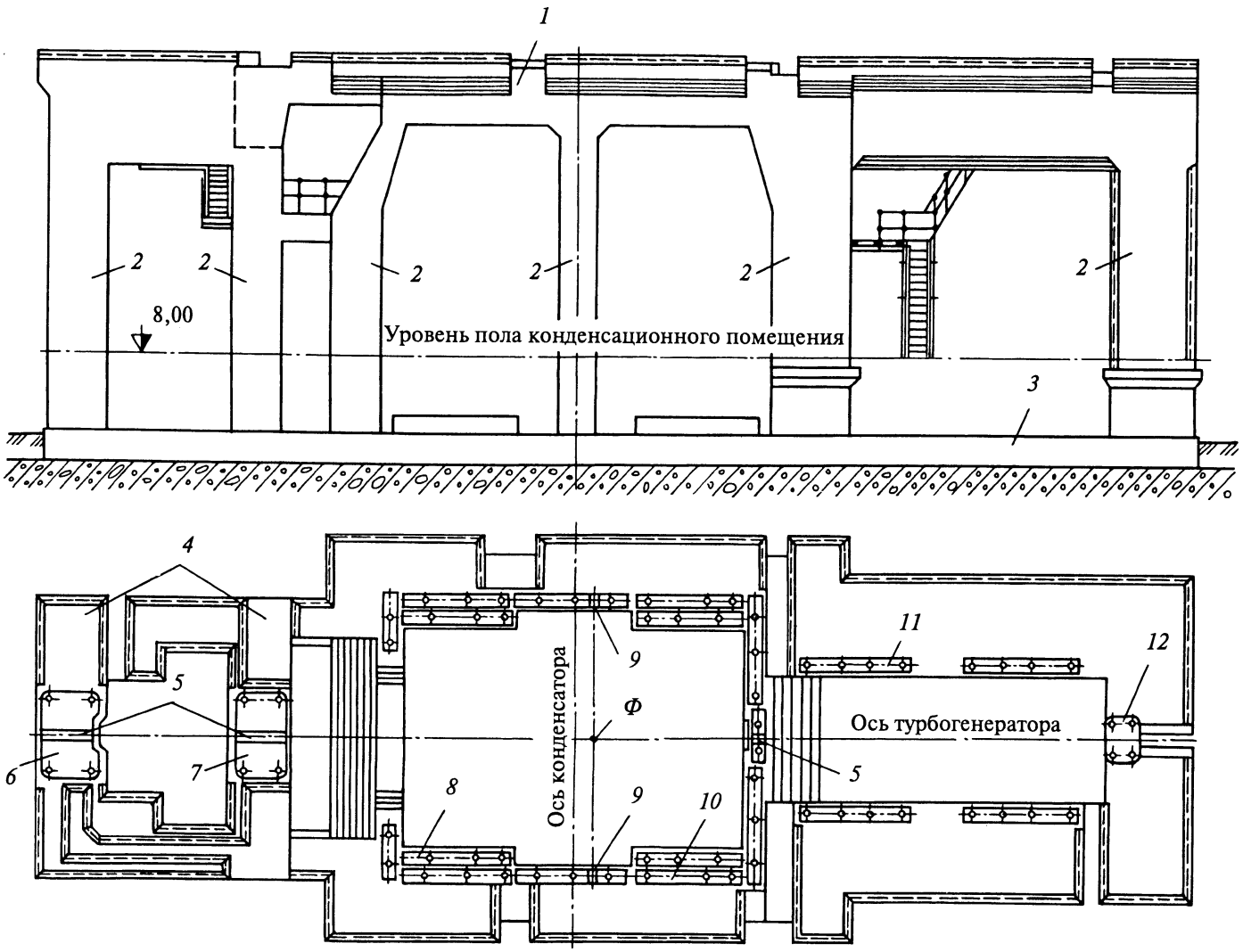


Рис. 3.70. Фундамент турбоагрегата

1 — верхняя фундаментная плита; *2* — колонны; *3* — нижняя фундаментная плита; *4* — ригели; *5* — пазы под продольные шпонки; *6, 7* — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; *8* — фундаментные рамы опор конденсатора; *9* — пазы под поперечные шпонки; *10* — фундаментные рамы опор ЦНД; *11* — фундаментные рамы опор генератора; *12* — фундаментная рама аппарата щеткодержателей; *Ф* — фикспункт турбины

3.11.2. Опирание турбоагрегата на фундамент

Турбоагрегат устанавливается на фундаментные рамы, которые с помощью подливки бетоном и специальных фундаментных болтов закрепляются на верхней фундаментной плите.

На рис. 3.71 изображена верхняя фундаментная плита с установленными на ней фундаментными рамами. Передний и средний подшипники турбоагрегата — выносные. Поэтому они помещаются на отдельные мощные фундаментные рамы, заливаемые в ригели. ЦНД имеет встроенные подшипники, поэтому эти цилиндры устанавливаются на опорный пояс из многочисленных узких фундаментных рам. На аналогичные рамы устанавливают и корпуса генератора и возбудителя.

Все фундаментные рамы закрепляют в верхней фундаментной плите таким образом, чтобы их верхние поверхности лежали в одной плоскости.

Способ установки отдельных цилиндров зависит от условий их работы.

Для одноцилиндровых турбин с противодавлением и ЦВД многоцилиндровых турбин характерны высокие температуры как в области паровпуска, так и на выходе. Для типичных ЦВД температура пара, поступающего в цилиндр, составляет 500—510 °С, а на выходе из него 300—360 °С. Они достаточно ве-

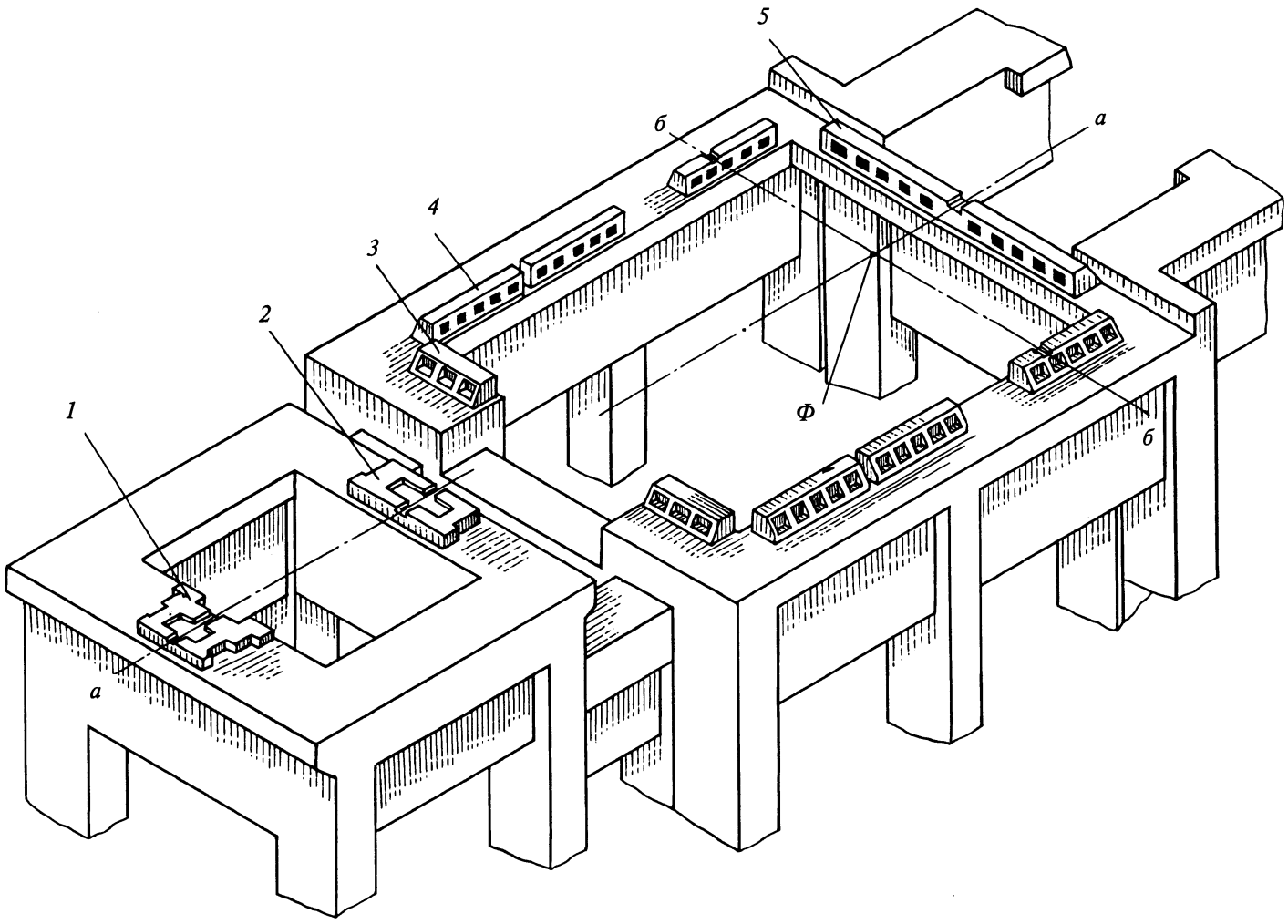


Рис. 3.71. Установка фундаментных рам под турбину на верхней фундаментной плите
1, *2* — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; *3*, *4*, *5* — передние, боковые и задние фундаментные рамы под установку ЦНД; *а—а* — ось продольных шпонок; *б—б* — ось поперечных шпонок; *Ф* — фикспункт

лики по сравнению с температурой корпусов подшипников, температура масла на выходе из которых обычно не превышает 60—65 °С. Поэтому подшипники ЦВД должны быть выносной конструкции, а их соединение с корпусом турбины должно обеспечивать центровку и свободу тепловых расширений.

На рис. 3.72 показано опирание на фундамент одноцилиндровой турбины с противодавлением. Корпус турбины лапами подвешивается на стулья выносных подшипников так, как описано выше, и центрируется по отношению к ним вертикальными шпонками. Под корпусами подшипников в вертикальной плоскости установлены продольные шпонки, вдоль которых они могут перемещаться при тепловых расширениях.

Корпуса подшипников скользят по фундаментным рамам вдоль продольных шпонок только при малых силах трения между поверхностями фундаментных рам и опорными поверхностями корпусов подшипников и при отсутствии в шпонках перекоса. В противном случае возникает явление «опрокидывания» корпуса подшипника (рис. 3.73). Например, при уменьшении мощности турбины температура в ней уменьшается, ее корпус сокращается и от лапы *1* к шпонке *2* прикладывается усилие *R*. Под его действием корпус может повернуться около точки *B* с появлением зазора *а*. При этом будет возникать перекос вкладыша относительно шейки вала и его износ. Для исключения «опрокидывания» корпуса подшипника его основание выполняют с фланцами *3*, за которые он удерживается с помощью прижимных скоб *4*, прикрепляемых к фундаментной раме *5*.

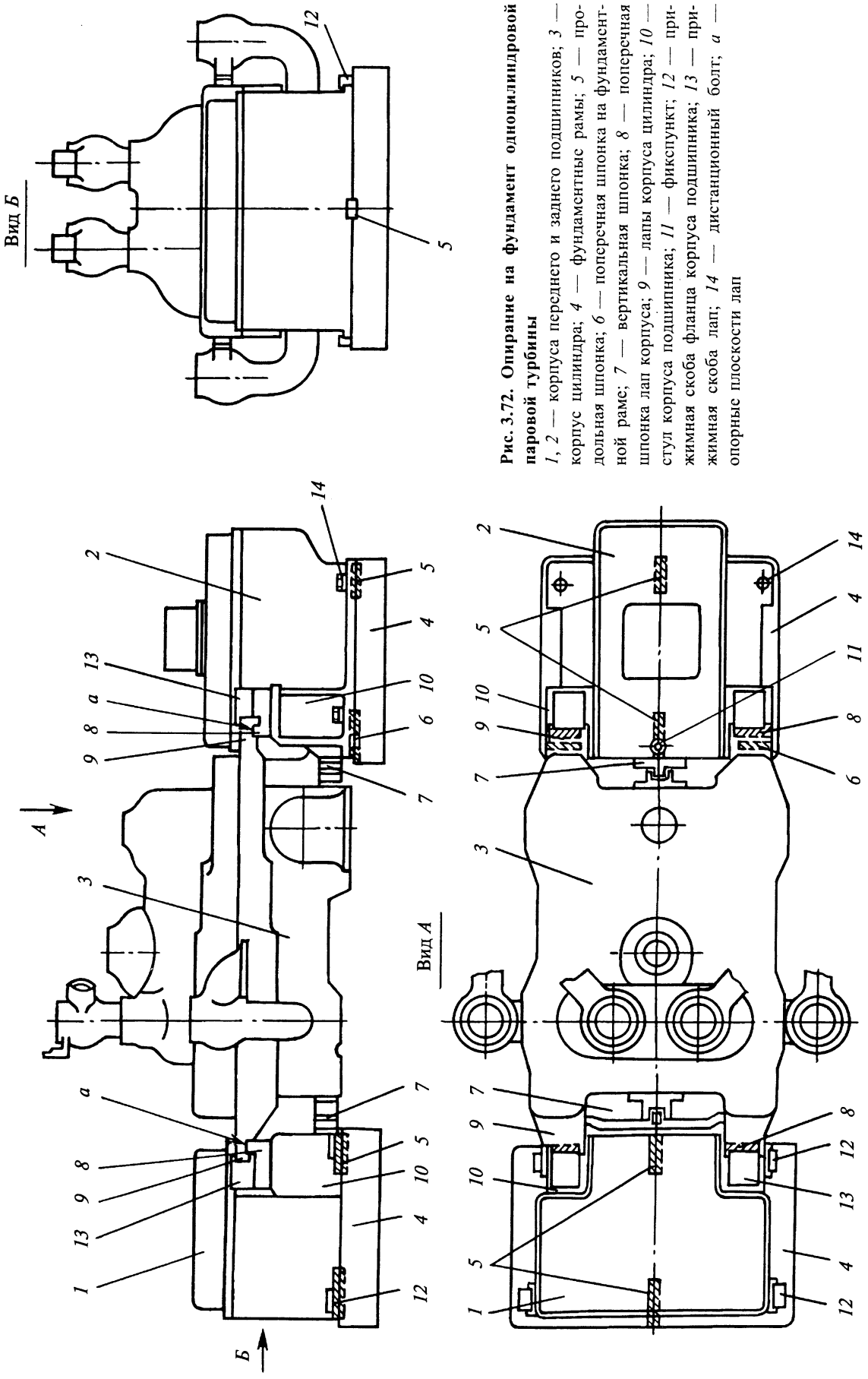


Рис. 3.72. Опирание на фундамент одноцилиндровой паровой турбины

1, 2 — корпуса переднего и заднего подшипников; *3* — корпус цилиндра; *4* — фундаментные рамы; *5* — продольная шпонка; *6* — поперечная шпонка на фундаментной раме; *7* — вертикальная шпонка; *8* — поперечная шпонка лап корпуса; *9* — лапы корпуса цилиндра; *10* — стул корпуса подшипника; *11* — фикспункт; *12* — прижимная скоба фланца корпуса подшипника; *13* — прижимная скоба лап; *14* — дистанционный болт; *а* — опорные плоскости лап

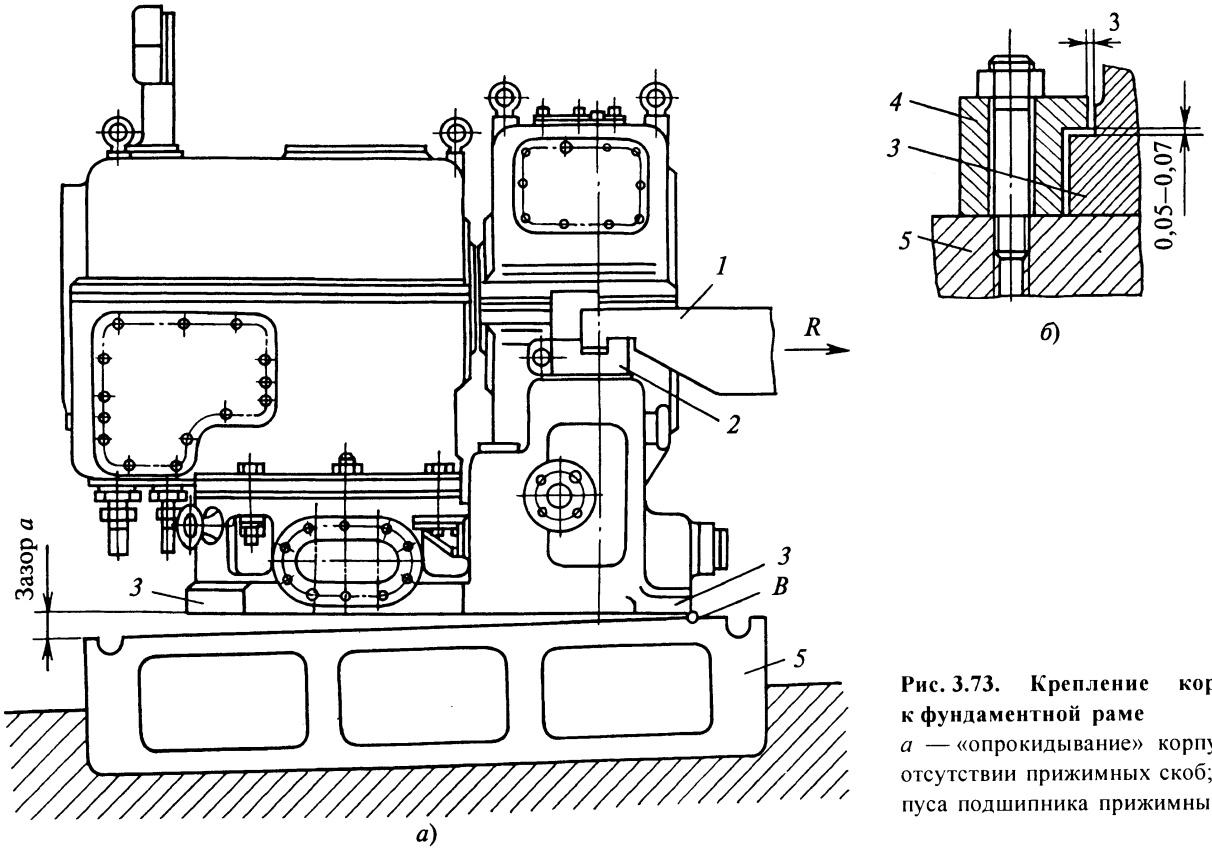


Рис. 3.73. Крепление корпуса подшипника к фундаментной раме
а — «опрокидывание» корпуса подшипника при отсутствии прижимных скоб; *б* — крепление корпуса подшипника прижимными скобами

Прижимные скобы (рис. 3.74) устанавливают по отношению к фланцу с тепловым зазором 0,04—0,08 мм, не препятствующим свободному продольному перемещению корпуса *1*, но не допускающим отрыва корпуса подшипника от фундаментных рам.

Поскольку при нагреве корпуса турбины сила *R* будет приложена в противоположную сторону и зазор может возникать в точке *B*, корпус подшипника снабжается четырьмя прижимными скобами, расположенными по его сторонам.

На рис. 3.75 показано опирание корпуса заднего подшипника на фундаментную раму. Оно имеет две особенности.

Первая из них состоит в том, что на задней фундаментной раме установлены две продольные шпонки *10*, фиксирующие вертикальную плоскость

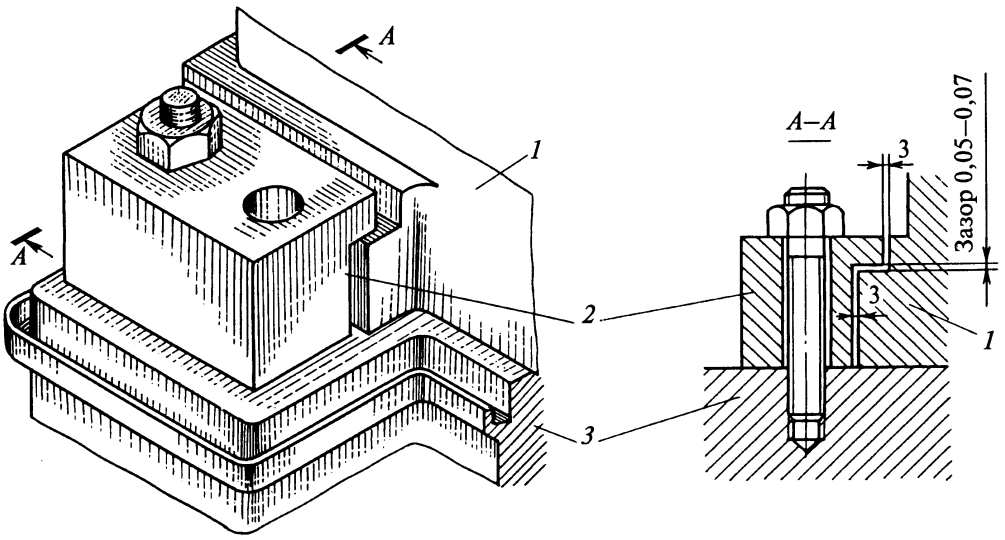


Рис. 3.74. Установка прижимной скобы
1 — корпус подшипника; *2* — прижимная скоба; *3* — фундаментная рама

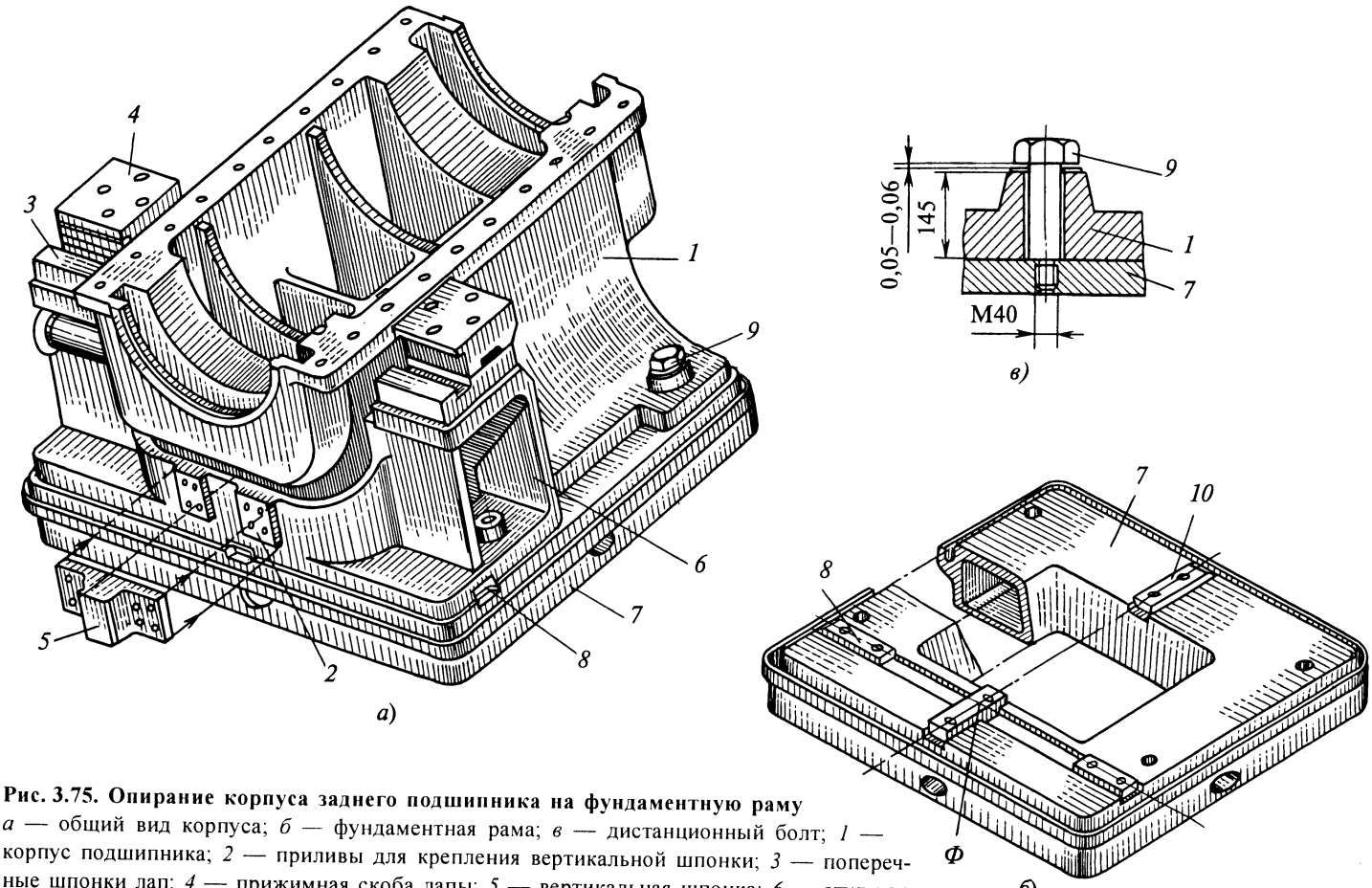


Рис. 3.75. Опирание корпуса заднего подшипника на фундаментную раму
а — общий вид корпуса; *б* — фундаментная рама; *в* — дистанционный болт; *1* — корпус подшипника; *2* — приливы для крепления вертикальной шпонки; *3* — поперечные шпонки лап; *4* — прижимная скоба лапы; *5* — вертикальная шпонка; *6* — стул корпуса подшипника; *7* — фундаментная рама; *8* — поперечная шпонка; *9* — дистанционный болт; *10* — продольная шпонка; *Ф* — фикспункт

турбины, которая не перемещается при ее тепловых расширениях. Пересечение этой плоскости с осью поперечных шпонок образует фикспункт — неподвижную точку, от которой происходит свободное тепловое расширение всей турбины, включая скольжение корпуса переднего подшипника по фундаментной раме. (Заметим, что если речь идет о ЦВД, то последний не будет иметь поперечной шпонки, так как ее устанавливают под ЦНД.)

Вторая особенность связана с использованием вместо прижимных скоб (см. рис. 3.74) так называемых дистанционных болтов, устанавливаемых по отношению к корпусу подшипника с зазором 0,05—0,06 мм. Дистанционный болт предотвращает «опрокидывание», но не мешает свободному тепловому расширению корпуса подшипника от фикспункта.

Для работы ЧНД и двухпоточных ЦНД мощных турбин характерны низкие температуры, и поэтому корпуса их подшипников выполняют встроенными. При этом на фундаментные рамы устанавливается сам корпус ЦНД. Для этого несколько ниже горизонтального разъема по периметру выходной части выполняют опорный пояс (рис. 3.76), которым корпус опирается на узкие фундаментные рамы, показанные на рис. 3.71.

3.11.3. Установка многоцилиндрового турбоагрегата

Современный турбоагрегат представляет собой сложную конструкцию из четырех — пяти цилиндров и генератора с единым валопроводом. Радиальные зазоры в турбине находятся на уровне 1—1,5 мм, осевые — 2—7 мм. При монтаже турбины установить даже меньшие зазоры не представляет особого труда. Однако должны быть исключены задевания при любых режимах работ, когда температура корпусов цилиндров и подшипников будет существенно отличаться от температуры при монтаже. Для

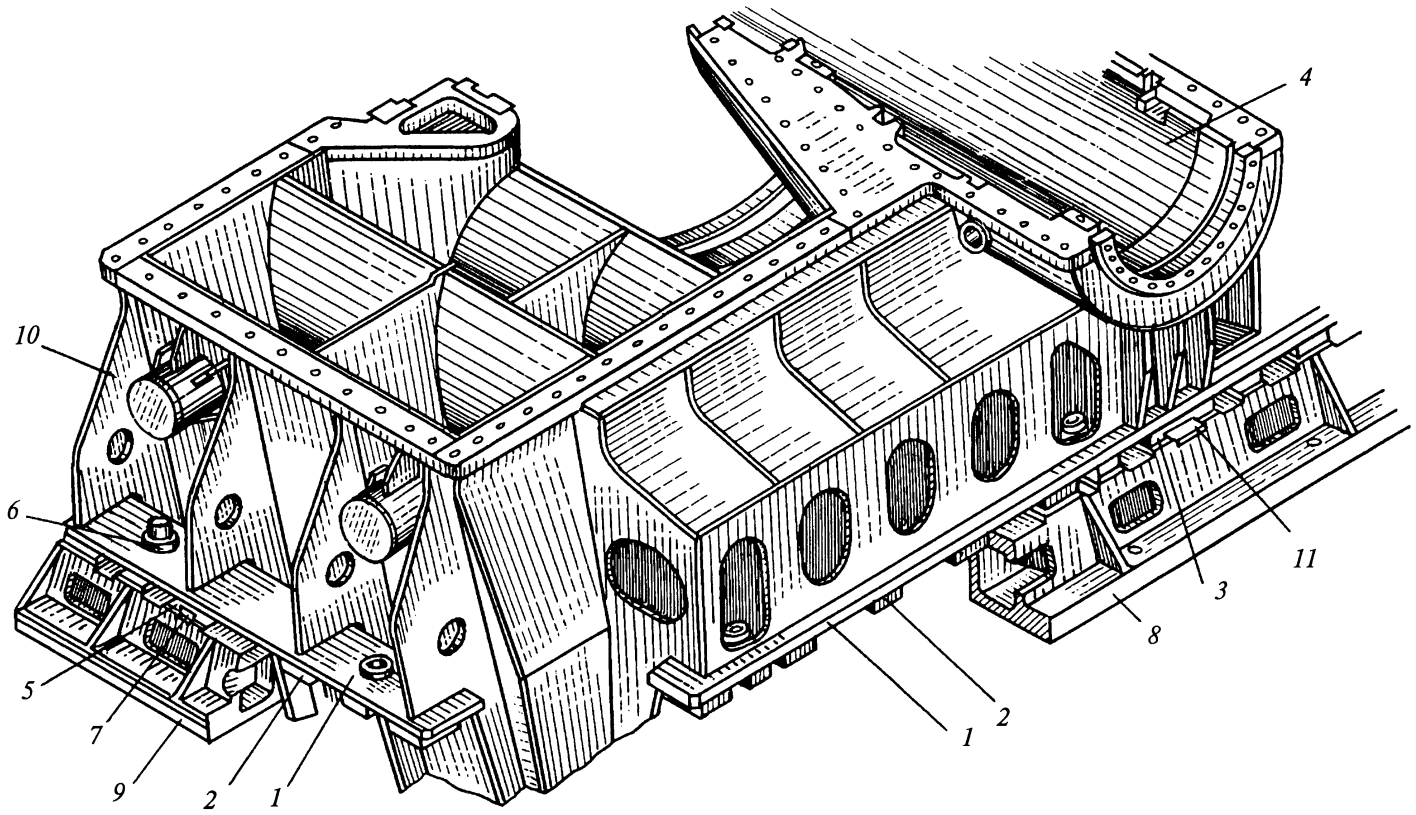


Рис. 3.76. Опирание ЦНД на фундаментные рамы (показан только один из выходных патрубков)
1 — опорный пояс; *2* — подушка опорная; *3* — центральная подушка с направляющим пазом под продольную шпонку; *4* — встроенный корпус подшипника; *5* — боковая подушка с направляющим пазом под поперечную шпонку; *6* — дистанционный болт; *7* — поперечная шпонка; *8* — поперечная фундаментная рама; *9* — продольная фундаментная рама; *10* — ребра жесткости; *11* — продольная шпонка

этого весь турбоагрегат устанавливается на фундамент вполне определенным образом, обеспечивающим его свободное, но вполне определенное тепловое расширение с помощью направляющих шпонок.

Поясним опирание турбины на фундамент применительно к самой сложной теплофикационной турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ (рис. 3.77). Турбоагрегат состоит из ЦВД, двух ЦСД и ЦНД. Цилиндр высокого давления, первый цилиндр среднего давления (ЦСД-1) и левая сторона второго цилиндра среднего давления (ЦСД-2) опираются на выносные подшипники. ЦНД имеет встроенные подшипники, причем к корпусу первого из них приварены горизонтальные площадки, на которые уложен своими лапами ЦСД-2.

В вертикальных плоскостях всех корпусов цилиндров и подшипников между ними и фундаментными рамами установлены продольные шпонки, вдоль которых может перемещаться турбоагрегат. Для того чтобы он не перемещался вдоль продольных шпонок произвольным образом под действием вибрации или теплового расширения присоединенных трубопроводов, на фундаментных рамах устанавливают поперечные шпонки. Пересечение горизонтальной плоскости фундаментных рам, вертикальной плоскости турбоагрегата и оси поперечных шпонок образует фикспункт — неподвижную в пространстве точку, относительно которой происходит тепловое расширение и перемещение турбоагрегата. При этом осевые усилия с цилиндра на цилиндр передаются через поперечные шпонки лап.

На приведенном выше рис. 3.71 показаны пазы под продольные и поперечные шпонки и фикспункт турбины.

Принципиально фикспункт может быть в любом месте опирания турбины на фундаментные рамы. Чаще всего его располагают в районе выходных патрубков ЦНД. В турбинах с конденсацией пара

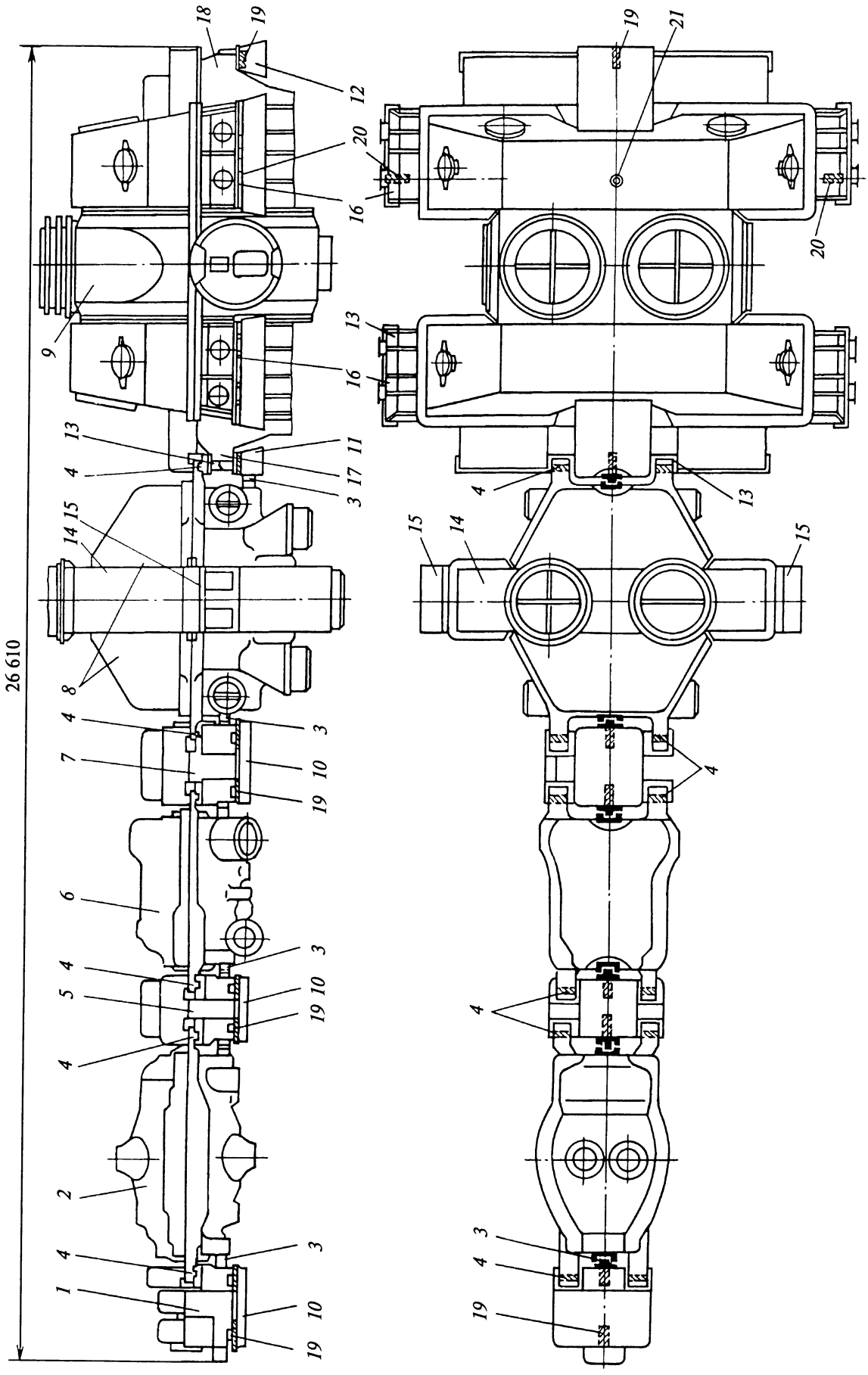


Рис. 3.77. Опирание на фундамент турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — корпус переднего подшипника; *2* — ЦВД; *3* — вертикальная шпонка; *4* — поперечная шпонка; *5* — корпус опорно-упорного подшипника; *6* — ЦСД-1; *7* — корпус подшипника; *8* — ЦСД-2; *9* — ЦНД; *10, 11, 12* — фундаментные рамы; *13* — стул передней опоры ЦНД; *14* — средняя часть корпуса ЦСД-2; *15* — боковая опорная лапа ЦСД-2; *16, 17, 18* — опоры опорного пояса ЦНД; *19* — продольная шпонка; *20* — поперечная шпонка; *21* — фикспункт

это позволяет избежать значительных перемещений конденсатора, масса которого с водой может превышать массу турбины, а в турбинах с противодавлением — трудно деформируемых паропроводов большого диаметра. При этом, однако, на корпусах ЦВД и ЦСД могут возникать усилия от нескомпенсированных тепловых расширений паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева. Поэтому выбор расположения фикспунктов и их числа осуществляется с учетом этих факторов. Различные другие варианты установки и организации тепловых расширений турбин рассмотрим ниже во второй части книги при описании конструкций конкретных турбин.

3.12. ВАЛОПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Валоповоротные устройства служат для медленного вращения валопровода турбины, исключающего его изгиб из-за температурной неравномерности по сечению, появление вибрации и задеваний вращающихся деталей о неподвижные. Необходимость в работе валоповоротного устройства возникает при пуске и остановке.

При пуске турбины с конденсацией для создания внутри нее и в конденсаторе разрежения на концевые уплотнения подается пар и включается отсос воздуха. Если уплотняющий пар подать в турбину с неподвижным ротором, то температура его поверхности по окружности станет различной. Соответствующим образом будет изменяться температурное удлинение его отдельных продольных волокон, и в результате ротор изогнется. Это может привести к вибрации, выборке радиальных зазоров и задеваниям с тяжелой аварией.

Еще хуже будет при остановке турбины. Остановленный горячий ротор снизу будет остывать быстрее, чем сверху, и в результате также возникнет изгиб ротора.

Для исключения этих явлений используется валоповоротное устройство, представляющее собой электродвигатель мощностью в несколько десятков киловатт и понижающий редуктор, приводящий ротор с частотой вращения 4—30 об/мин. Все валоповоротные устройства выполняют полуавтоматическими: включаются они машинистом, а выключаются автоматически при достижении турбиной частоты вращения большей, чем частота вращения валоповоротного устройства.

На рис. 3.78 показано валоповоротное устройство, применяемое на турбинах ТМЗ. Аналогичная конструкция используется и ЛМЗ. Вал турбины приводится во вращение электродвигателем *5* последовательно через червяк *7*, червячное колесо *8*, вал *3* и шестерни *4* и *2* с косыми зубьями. Шестерня *2* напрессована на полумуфту *1*, что и обеспечивает вращение вала паровой турбины.

Шестерня *4* может перемещаться по валу *3* по винтовой нарезке. В крайнем правом положении она находится в зацеплении с шестерней *2*, обеспечивая вращение валопровода турбины. В крайнем левом положении, показанном на рис. 3.78 штриховыми линиями, шестерни *4* и *2* расцеплены, и валопровод турбины не вращается даже при работающем электродвигателе *5*.

Для включения валоповоротного устройства освобождают специальную защелку, удерживающую шестерню *4* в крайнем левом положении, и, поворачивая рычагом *9* вал *10*, с помощью вилки *11* подают шестерню *4* вправо по винтовой нарезке, вращая одновременно червяк *7* маховиком *6*. При этом шестерня *4* будет перемещаться вправо, входя в зацепление с шестерней *2*. При полном зацеплении (в крайнем правом положении) рычаг *9* нажмет на концевой выключатель и включит электродвигатель *5*, который начнет вращать валопровод турбины. В дальнейшем зацепление шестерен будет обеспечиваться до тех пор, пока электродвигатель будет вращать валопровод турбины, так как осевое усилие, действующее на косые зубья шестерни *4*, будет направлено слева направо.

При необходимости отключить валоповоротное устройство, когда оно приводит валопровод турбины, операции выполняют в обратном порядке.

При подаче пара в турбину ее валопровод начинает вращаться за счет энергии расширяющегося пара. При превышении частоты вращения, обеспечиваемой валоповоротным устройством, осевое усилие на шестерне *4* изменяет направление и она автоматически перемещается в крайнее левое положение, выводя из работы валоповоротное устройство.

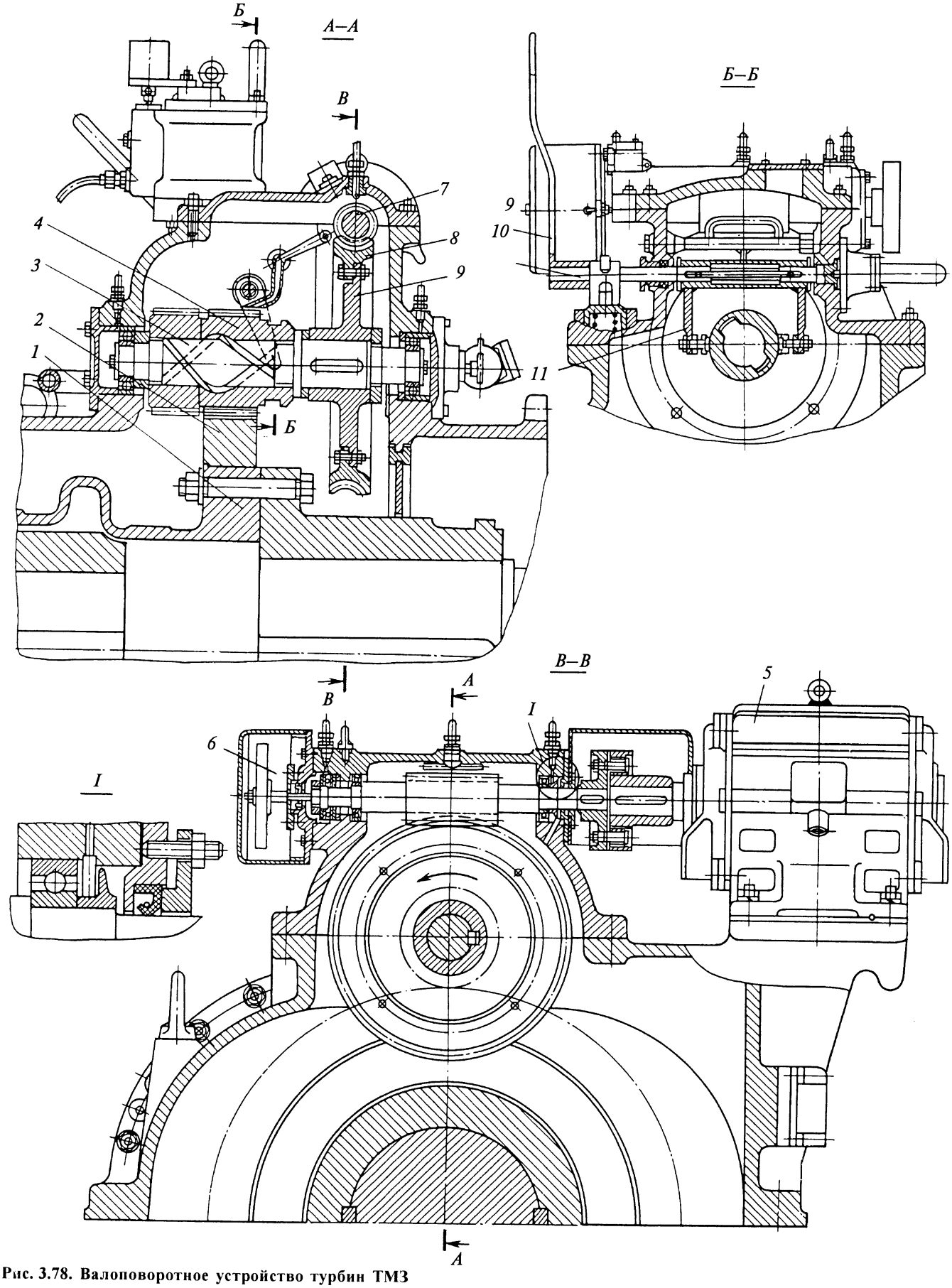


Рис. 3.78. Валоповоротное устройство турбин ТМЗ

Контрольные вопросы

1. В корневом сечении рабочей лопатки действует центробежная сила, равная 1,25 МН. Каковы напряжения в лопатке, если площадь ее корневого сечения 30 $см^2$? Каковы запасы по пределу текучести, если лопатку выполнить из стали 2Х13 и ЭИ-802 (см. табл. 3.3)?
2. При какой длине трещины произойдет отрыв лопатки, данные по которой приведены в предыдущей задаче, если вязкость разрушения ее материала K_c = = 90 $МПа \cdot м^{-3/2}$?
3. К каким последствиям приводит ползучесть материала?
4. Чем отличается усталость от ползучести и статической прочности?
5. В чем состоит явление роста чугуна? Для каких деталей турбин оно опасно?
6. В чем разница в условиях работы рабочих лопаток первой и последней ступени турбин с конденсацией пара?
7. Какие элементы разгружают заплечики в хвостовых соединениях Т-образного типа?
8. Каково назначение бандажа?
9. Почему на лопатках последних ступеней не устанавливают накладные лопаточные бандажи?
10. В чем разница в назначении демпферных и паяных бандажей?
11. Перечислите функции цельнофрезерованного бандажа рабочих лопаток последних ступеней турбины.
12. Почему вильчатые хвосты делают с большим числом вилок?
13. Какого типа хвостовое соединение наиболее удобно для замены рабочих лопаток в условиях электростанции?
14. Почему рабочие лопатки регулирующих ступеней выполняют с хордой, большей чем у многих последующих ступеней?
15. В чем разница в условиях работы регулирующей и последующих ступеней турбины?
16. Почему для роторов ЦВД турбин на высокие начальные параметры нельзя использовать сборные роторы?
17. При одинаковых размерах проточной части ротор ЦНД можно выполнить сборным или сварным. Какой из них прочнее?
18. Для каких цилиндров применяют комбинированные роторы?
19. Назовите типы соединительных муфт, используемых для валопроводов турбоагрегатов.
20. В чем преимущества и недостатки соединительных муфт различного типа?
21. Каковы требования к сборке муфт?
22. В чем преимущества и недостатки двухстенных корпусов перед одностенными?
23. В чем состоит главный принцип установки внутреннего корпуса во внешнем при двухстенной конструкции; как он реализуется?
24. Почему корпуса ЦНД выполняют сварными, а не литыми?
25. В чем преимущества двухстенных корпусов ЦНД?
26. В чем преимущества и недостатки использования обойм?
27. Каков принцип установки диафрагм в корпусе турбины?
28. Почему в ЦВД не применяют литых диафрагм?
29. Как диафрагмы устанавливаются в обойме или в корпусе турбины?
30. Перечислите основные требования к уплотнениям.
31. В чем принципиальное различие в работе гидродинамического и гидростатического подшипников?
32. Как в опорном подшипнике изменяется положение оси расточки вкладыша?
33. Перечислите требования, предъявляемые к опорным подшипникам.
34. Для какой цели во вкладыше выполняют баббитовую заливку?
35. Назовите типы применяемых опорных подшипников, их преимущества и недостатки.
36. Что такое виброустойчивость и демпфирующая способность опорного подшипника?
37. В чем преимущества сегментных опорных подшипников?
38. Каково назначение сферической опоры вкладыша опорного подшипника?
39. Почему вкладыш опорного подшипника не вращается в корпусе?
40. Какова роль упорного подшипника в турбине?
41. Какова роль баббитовой заливки упорных сегментов упорного подшипника?
42. Чем определяется осевая сила, действующая на упорный сегмент?
43. Что такое разбег в подшипнике и из каких соображений он выбирается?
44. Что такое осевой сдвиг ротора и как его предупреждают?
45. Какие требования предъявляются к упорным сегментам?
46. С помощью каких деталей устанавливаются осевые зазоры в проточной части турбины?
47. Какова роль опорной сферической поверхности вкладыша в упорном подшипнике?
48. Какими мерами выравниваются усилия на отдельные сегменты упорного подшипника?
49. Назовите типы используемых корпусов подшипников паровых турбин.

50. В чем преимущества встроенных подшипников, для каких цилиндров их используют и почему?
51. Для каких цилиндров и почему используют выносные корпуса подшипников?
52. Каким образом корпус выносного подшипника соединяется с корпусом турбины?
53. Для какой цели корпус подшипника снабжают уплотнением?
54. Каково назначение прижимных скоб и как они устанавливаются?
55. Назовите типы фундаментов, используемых под турбоагрегаты.
56. Каково основное требование к фундаменту турбоагрегата?
57. Назовите основные элементы рамного фундамента.
58. В чем разница в установке корпусов ЦВД и ЦНД?
59. Как турбина устанавливается на фундаменте?
60. Что такое фикспункт турбины?
61. Для чего необходимо валоповоротное устройство в турбине и когда оно используется ?
62. Из каких соображений выбирают места расположения фикспункта?

Глава четвертая

СИСТЕМЫ СМАЗКИ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

4.1. СИСТЕМЫ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ

4.1.1. Общие требования

Надежная работа подшипников турбины и генератора возможна только при непрерывной подаче смазки, в качестве которой применяют органическое или синтетическое масло.

В тех случаях, когда масло, используемое в системах смазки, одновременно применяется и в качестве рабочей жидкости системы регулирования, система смазки питается от общей системы маслоснабжения. В современных мощных турбинах в качестве рабочей жидкости иногда используют негорючие синтетические жидкости или воду, а в системе смазки чаще всего органические масла. Тогда система смазки является автономной.

В блочных ПТУ в общую систему смазки входят также подшипники приводной турбины питательного насоса. На ТЭЦ с поперечными связями по пару и конденсату смазка подшипников питательной установки автономна.

К системам смазки предъявляют ряд требований.

Первое из них — высокая надежность системы. Для ее обеспечения применяют дублирование и резервирование элементов, а также используют несколько независимых контуров защит.

Второе требование — пожаробезопасность. Органическое масло, применяемое в основном в системах смазки, возгорается при температуре примерно 370 °С. Поэтому в условиях эксплуатации должно быть исключено попадание масла на горячие части турбины, паропроводы и т.д.

Третье требование — система должна обеспечить возможность длительного использования масла (8—10 лет). Высокая стоимость масла (особенно негорючих жидкостей), в больших количествах используемого на электростанциях, не позволяет производить его частую смену. Поэтому контроль качества масла и эксплуатация масляной системы должны производиться так, чтобы обеспечить сохранение пригодности масла к эксплуатации в течение длительного времени.

4.1.2. Смазка подшипников турбоагрегата

На рис. 4.1 приведена схема смазки турбоагрегата, в которой турбинное масло используется и в системе регулирования.

С валом турбоагрегата, состоящего из ЦВД, ЦСД, ЦНД и электрического генератора, с помощью муфты связано колесо главного масляного насоса *1*. Масло, поступающее во всасывающий патрубок насоса из масляного бака *2*, под давлением подается в системы смазки и регулирования, а его небольшая часть используется для работы струйных насосов — инжекторов *3* и *4*.

Расположение насоса на одном валу с турбиной требует вполне определенного размещения оборудования в машинном зале электростанции. Дело в том, что для надежной работы центробежного насоса необходимо иметь избыточное давление (подпор) во всасывающем патрубке, так как возникновение в нем даже на короткое время разрежения может привести к попаданию в рабочее колесо воздуха и «срыву» насоса: разрыв масляного потока на всасывающей стороне делает невозможным подсасывание масла из масляного бака и дальнейшую работу насоса без останова, заполнения его маслом и повторного пуска.

Для создания подпора на всасывающей стороне насоса принципиально можно было бы расположить масляный бак выше его оси, т.е. над турбиной; однако это недопустимо, так как нарушение плотности бака или маслопроводов приведет к попаданию масла на горячую турбину и возникновению пожара. Поэтому масляный бак располагают ниже отметки обслуживания турбины со стороны, противоположной генератору.

При этом для создания гарантированного подпора на всасывающей стороне главного масляного насоса в масляный бак устанавливают инжектор — струйный насос, конструктивная схема которого показана на рис. 4.2. К рабочему соплу инжектора

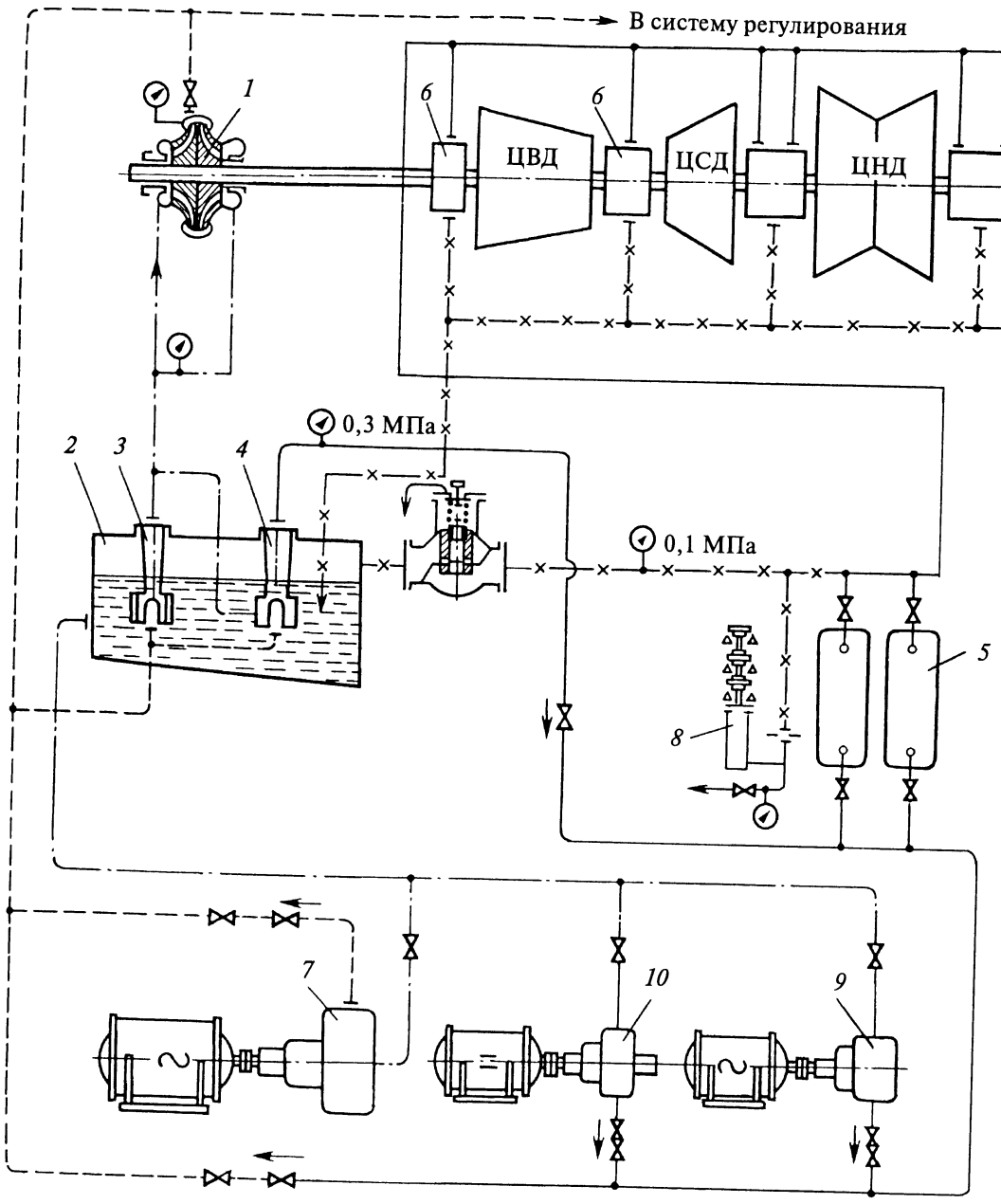


Рис. 4.1. Схема смазки турбоагрегата с масляным насосом, установленным на валу турбины

подается масло под давлением 1—1,5 МПа. В сопле оно разгоняется и поступает в диффузор. Двигаясь с большой скоростью, рабочее масло увлекает масло из масляного бака, в результате чего на выходе из инжектора образуется поток масла с давлением 0,12—0,15 МПа.

Масло для рабочего сопла отбирается из линии нагнетания главного масляного насоса (см. рис. 4.1), а масло под давлением из инжектора *3* первой ступени подается на вход главного масляного насоса. Часть масла из линии нагнетания первой ступени инжектора направляется в камеру смешения инжектора *4* второй ступени, установленного также в масляном баке. К соплу этого инжектора подводится масло также из линии нагнетания главного масляного насоса. В результате в инжекторе второй ступени давление масла поднимается до 0,25—0,30 МПа, при котором оно направляется к маслоохладителям *5*. Здесь циркулирующая вода охлаждает масло, и оно поступает на смазку подшипников *6* турбины и генератора. Нагревшееся в подшипниках масло стекает самотеком в масляный бак.

Для обеспечения систем смазки и регулирования при пуске турбины, когда давление, развиваемое главным масляным насосом, недостаточно из-за малой частоты вращения ротора турбины, устанавливают пусковой масляный насос *7*, приводимый электродвигателем переменного тока или небольшой паровой турбиной. После достижения дос-

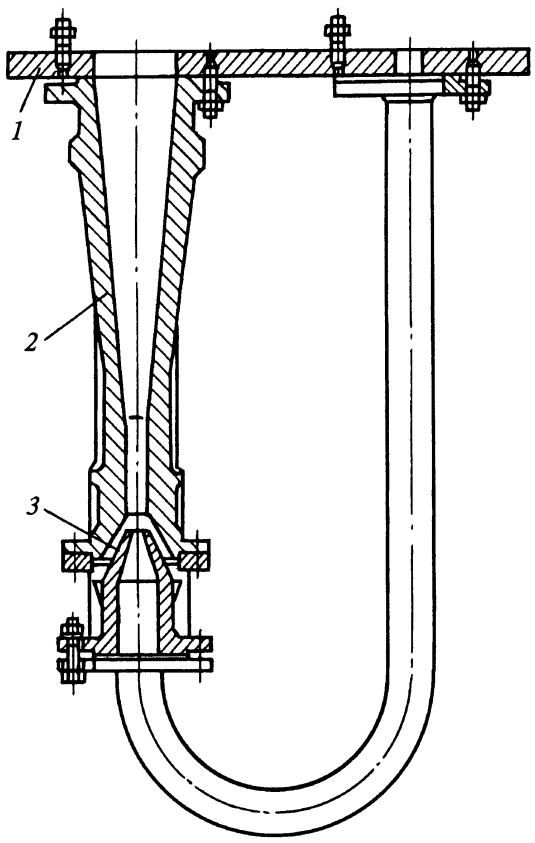


Рис. 4.2. Инжектор масляной системы
1 — крышка масляного бака; *2* — диффузор; *3* — сопло рабочего масла

таточной частоты вращения валом турбины пусковой масляный насос останавливают.

Система смазки, в значительной степени определяющая надежность работы всего турбоагрегата, снабжается системой защиты. Импульсом для срабатывания системы защиты является давление в маслопроводе за маслоохладителями, на котором устанавливают специальное реле давления *8*. При падении манометрического давления в системе смазки примерно до 60 кПа (вместо нормальных примерно 100 кПа) реле давления включает электродвигатель переменного тока, питаемый от шин собственных нужд станции, который приводит в действие резервный насос смазки *9*.

Для гарантированной подачи масла на смазку в случае невключения резервного насоса (например, при неисправности электродвигателя или отсутствия напряжения на шинах собственных нужд) служит аварийный электронасос *10* постоянного тока, питаемый от аккумуляторной батареи, находящейся под постоянной подзарядкой. Аварийный электронасос включается автоматически с помощью реле давления при падении давления в системе смазки примерно до 50 кПа.

Реле давления также выполняет дополнительную функцию — при пуске и останове оно препятствует включению валоповоротного устройства при падении давления в системе смазки ниже 30 кПа.

Системы маслоснабжения рассмотренного типа, в которых масло является рабочей жидкостью как в системе смазки, так и в системе регулирования, применяются во всех теплофикационных турбинах, кроме турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ.

С ростом мощности и начальных параметров возникает необходимость повышения давления в системе регулирования, что увеличивает опасность разрыва маслопроводов и возникновения пожара. Поэтому усилия, направленные на освоение негорючих жидкостей в системах регулирования, привели к разделению систем смазки и регулирования. В системах смазки в большинстве случаев попрежнему продолжают применять органическое турбинное масло, а в системах регулирования — негорючие синтетические масла.

Каждая из этих систем должна иметь свои насосы маслоснабжения, рациональное размещение которых непосредственно на валу турбины в корпусе подшипника оказывается затруднительным. Поэтому масляные насосы стали располагать вдали от турбины, а для их привода использовать электродвигатели.

На рис. 4.3 показана система смазки с вспомогательным и обслуживающим оборудованием блочной установки Т-250/300-23,5 ТМЗ, в которой системы регулирования и смазки разделены.

Для питания системы смазки установлены два основных масляных насоса, один из которых постоянно находится в резерве. Часто оба насоса работают параллельно (тогда их выполняют на половинную производительность), но при этом используют способность центробежного насоса увеличивать свою производительность при неизменной частоте вращения в случае уменьшения сопротивления сети (трубопроводы, подшипники и т.д.) при отключении одного из насосов.

Основные масляные насосы устанавливают на нулевой отметке (в конденсационном помещении), что существенно снижает опасность возникновения пожара. При этом отпадает необходимость установки масляного бака на уровне отметки обслуживания турбины; его помещают на отметке чуть выше масляных насосов для горизонтального подпора на всасывающей стороне последних. Необходимость в инжекторах также отпадает, тем более что их КПД очень низок.

Основные масляные насосы подают масло к маслоохладителям, после которых масло раз-

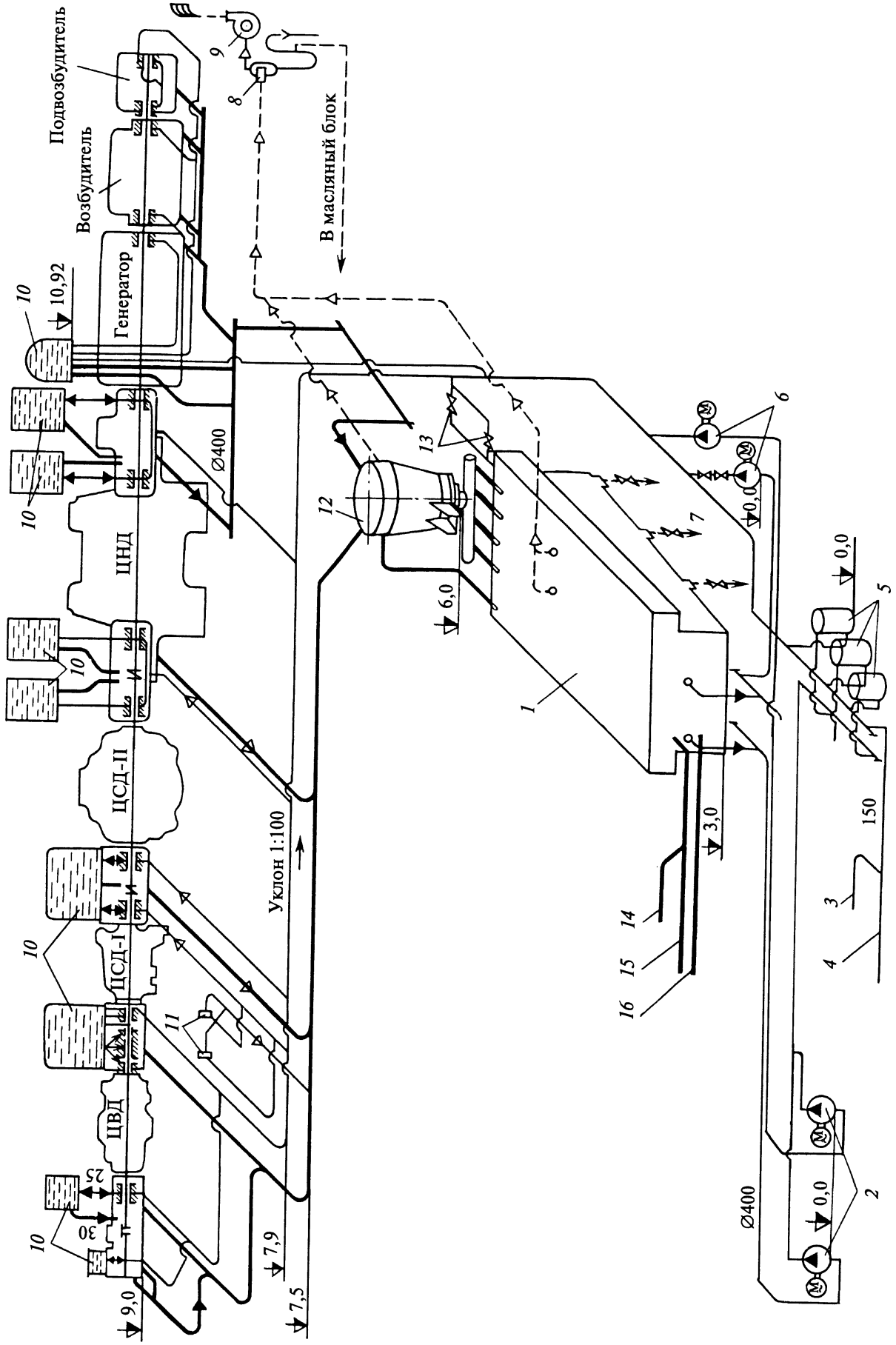


Рис. 4.3. Схема маслоснабжения подшипников турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — масляный бак; *2* — основные насосы переменного тока; *3, 4* — подача масла на смазку питательных электро- и турбонасоса; *5* — маслоохладители; *6* — аварийные насосы постоянного тока; *7* — слив масла из бака; *8* — сепаратор; *9* — эксгаустер; *10* — аварийные емкости; *11* — реле давления; *12* — пеноотделитель; *13* — сливные клапаны; *14—16* — слив масла от питательного насоса, насосов смазки и гидромуфты питательного электронасоса

водится на подшипники турбины и генератора, питательного турбонасоса и питательного электронасоса с их вспомогательным оборудованием.

Поскольку снабжение маслом в рассматриваемой схеме зависит от питания электроэнергией двигателей основных масляных насосов, работающих от шин собственных нужд, потеря напряжения на них даже на очень короткое время означает аварию турбоустановки. Поэтому дополнительно устанавливают два аварийных масляных насоса постоянного тока, питаемых от аккумуляторной батареи. Один из аварийных насосов является резервным.

Последовательный переход с основных насосов на резервные и аварийные осуществляется автоматически с помощью реле давления.

Однако и такая схема не является абсолютно надежной, так как требуется время для переключения электрической схемы и на разгон насосов, а подшипники должны снабжаться маслом без малейшего перерыва. Поэтому предусматривают еще несколько защит.

Включение аварийных масляных насосов осуществляется по сигналу исчезновения тока в обмотках двигателей основных насосов, несмотря на то, что давление в системе смазки еще не упало и реле давление не подало сигнал на включение аварийных насосов.

Последней ступенью защиты подшипников турбины от исчезновения масла являются аварийные емкости, установленные в крышках подшипников или в непосредственной близости от них. Конструкции таких подшипников рассмотрены в § 3.10. Кратковременное надежное снабжение маслом подшипников в этом случае гарантируется тем, что оно не связано с какими либо электрическими или механическими устройствами, для ввода в действие которых требуется время.

4.1.3. Масляный бак системы смазки

Масляный бак выполняет две основные функции. Во-первых, он служит емкостью, обеспечивающей маслом систему смазки, а иногда и регулирования. Во-вторых, в баке масло отстаивается от воздуха, воды, механических примесей, а также от вредных продуктов разложения масла и коррозии поверхностей масляной системы и системы регулирования.

Выполнить свое предназначение масляный бак может лишь при правильной конструкции и тщательной эксплуатации. Именно от масляного бака в первую очередь зависит срок службы масла. При правильной эксплуатации этот срок может достигать 10 лет и более, в то время как при небрежном отношении он может быть меньше года.

Масляный бак должен иметь достаточно большие размеры. При недостаточной вместимости бака масло, поступающее из подшипников с определенным содержанием воздуха и воды, не успевает восстановить свои прежние свойства и постепенно приобретает характер эмульсии. При этом его смазывающие свойства ухудшаются и, следовательно, температура в смазочном слое на упорных колодках подшипника повышается, что способствует более быстрому старению масла и сокращает сроки его замены.

Кроме того, при большом содержании воздуха в масле может происходить образование воздушных мешков во всасывающих полостях резервных и аварийных масляных насосов, а это при пуске насосов может вызвать срыв их работы. Поэтому во всех элементах системы смазки следует предупреждать возможность насыщения масла воздухом, а в масляном баке создавать благоприятные условия для его выделения. Исследования показали, что время всплывания пузырька воздуха тем меньше (а значит выделение воздуха тем интенсивнее), чем крупнее пузырьки и чем меньше вязкость масла. Слив масла как из вкладышей подшипников в их корпуса, так и в масляный бак должен быть плавным, спокойным. *В бак сливают нагретое масло, чтобы его вязкость была меньше.*

Масло должно находиться в масляном баке определенное время, в течение которого оно освобождается от воды и воздуха. Поэтому его емкость должна быть достаточно большой. В табл. 4.1 при-

Таблица 4.1

Некоторые характеристики систем маслоснабжения теплофикационных турбин

Турбина	Объем масляного бака, $м^3$	Число маслоохладителей	Место установки маслоохладителя
Р-40-12,8/3,1 ТМЗ	16	4	В масляном баке
Р-100/105-12,8/1,5 ТМЗ	22	4	То же
Т-50/60-12,8 ТМЗ	22	4	»
Т-100/120-12,8 ТМЗ	22	6	»
Т-175/210-12,8 ТМЗ	60	3	Вне масляного бака
Т-250/300-23,5 ТМЗ	66	3	То же
ПТ-135/165-12,8/1,5 ТМЗ	26	6	В масляном баке
ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ	22	4	То же

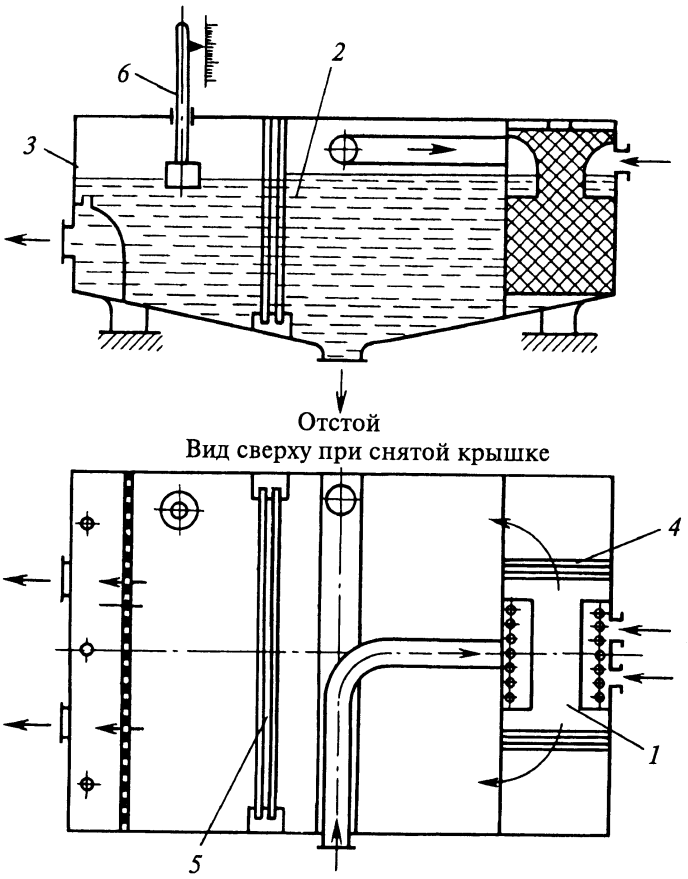


Рис. 4.4. Конструктивная схема масляного бака

ведены некоторые данные по емкости масляных баков теплофикационных турбин.

Конструктивная схема масляного бака показана на рис. 4.4. Масляный бак разделен промежуточными фильтрующими перегородками на три отсека: грязный *1*, промежуточный *2* и чистый *3*. В отсек поступает масло от подшипников (наиболее насыщенное воздухом и водой), которое подается на медную сетку с мелкой ячейкой, расположенной под зеркалом масла грязного отсека. Это позволяет подать масло тонким слоем, что способствует выделению воздуха. Кроме того, мелкая сетка препятствует увлечению воздуха потоком масла в глубь бака.

Затем через фильтры грубой очистки *4* масло проходит в промежуточный отсек. Фильтры грубой очистки представляют собой две сетки, выполненные из латунной проволоки с размером ячейки в свету 250—400 мкм. Поочередное извлечение сеток позволяет производить их чистку в процессе работы турбоагрегата.

В промежуточный отсек (а иногда и в грязный, но обязательно под уровень) сливается относительно чистое масло из системы регулирования. Это позволяет избежать насыщения чистого масла воздухом.

Дно масляного бака имеет уклон для возможности периодического слива шлама, отстоя, воды и грязи.

Чистый отсек отделен от промежуточного сетчатыми фильтрами тонкой очистки *5* с размером ячейки 100—125 мкм. На сетках фильтров тонкой очистки устанавливают «заплаты» из сетки с очень мелкой ячейкой (20—40 мкм и меньше), которые несущественно увеличивают сопротивление фильтра, но позволяют за определенное время уловить мельчайшие механические примеси.

Патрубки забора масла главным масляным, резервным и аварийным насосами размещают как можно ниже для того, чтобы брать деаэрированное масло. При этом, конечно, учитывается, что придонный слой масла содержит механические примеси, воду и шлам.

Бак имеет поплавковый указатель уровня *6* с электрической сигнализацией при крайних допустимых верхнем и нижнем уровнях поплавка.

Верхняя часть масляного бака (см. рис. 4.3) вентилируется с помощью эксгаустеров (вытяжных вентиляторов). Такая вентиляция необходима, так как масло, поступающее на уплотнение электрического генератора с воздушным охлаждением и препятствующее утечке водорода из него, насыщается водородом и, несмотря на предшествующую вакуумную обработку для его удаления, заносит водород в масляный бак. Образование гремучего газа (смеси воздуха и водорода, выделяющегося из масла в баке) грозит взрывом, поэтому необходима постоянная вентиляция бака. Наряду с этим она способствует выделению воздуха из масла.

На рис. 4.5 показан масляный бак конструкции ТМЗ. В промежуточный отсек бака встроен воздухоотделитель, представляющий собой многоярусные перегородки, установленные поперек бака с наклоном к горизонту. В воздухоотделителе поток масла разделяется перегородками на тонкие слои, которые легко преодолеваются всплывающими пузырьками воздуха, скапливающимися под перегородками. При этом вследствие наклонного расположения перегородок под ними образуется пенный слой, легко перемещающийся вверх.

Масляный бак имеет два отдельных небольших отсека для устройств, с помощью которых контролируются уровни масла в промежуточном и чистом отсеках. Шесть маслоохладителей встроены в масляный бак. Они могут подключаться и отключаться по очереди для чистки.

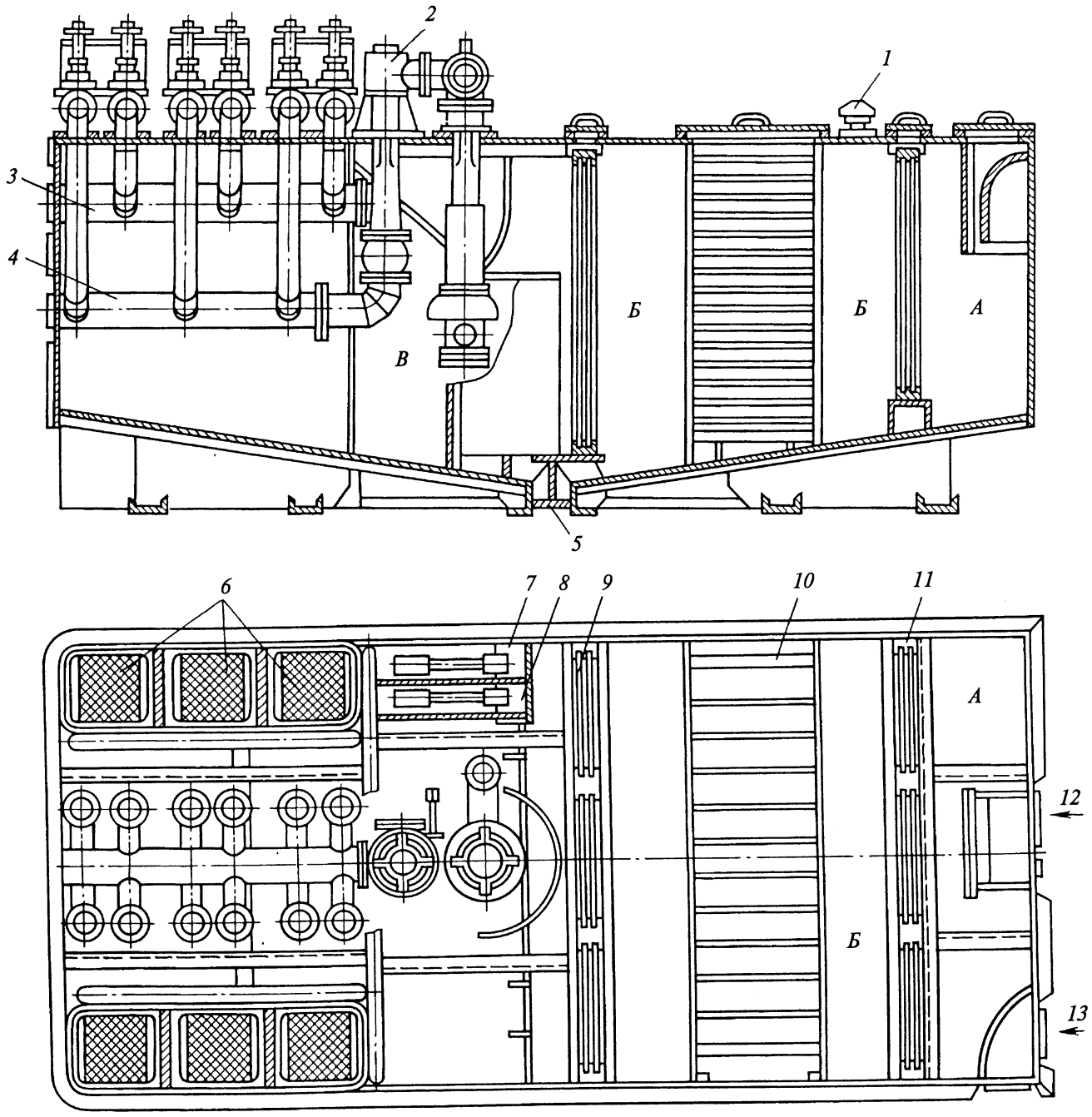


Рис. 4.5. Конструкция масляного бака ТМЗ со встроенными маслоохладителями
1 — отсос воздуха; *2* — инжекторная группа; *3* — выходной коллектор маслоохладителей; *4* — коллектор подачи масла к маслоохладителям; *5* — сливной патрубок; *6* — маслоохладители; *7*, *8* — указатели уровня масла соответственно в чистом и промежуточном отсеках; *9* — фильтры основной очистки; *10* — воздухоохладитель; *11* — фильтры предварительной очистки; *12* — слив масла из подшипников; *13* — слив масла из системы регулирования; *А* — грязный отсек; *Б* — промежуточный отсек; *В* — чистый отсек

4.1.4. Насосы системы смазки и системы регулирования

В системах смазки в настоящее время применяют исключительно центробежные насосы.

Схема центробежного насоса показана на рис. 4.6. Через всасывающий патрубок *3* поступает перекачиваемая жидкость на вход рабочего колеса *1*, вращаемого внешним двигателем (электродвигателем, отдельной турбиной, валом основной турбины и т.д.). Рабочее колесо имеет лопатки *4*, между которыми образуются постепенно расширяющиеся каналы (в отличие от сопловых и рабочих каналов проточной части турбины). При вращении рабочего колеса происходит взаимодействие его лопаток с перекачиваемой жидкостью и передача ей энергии, за счет чего насос развивает определенный напор.

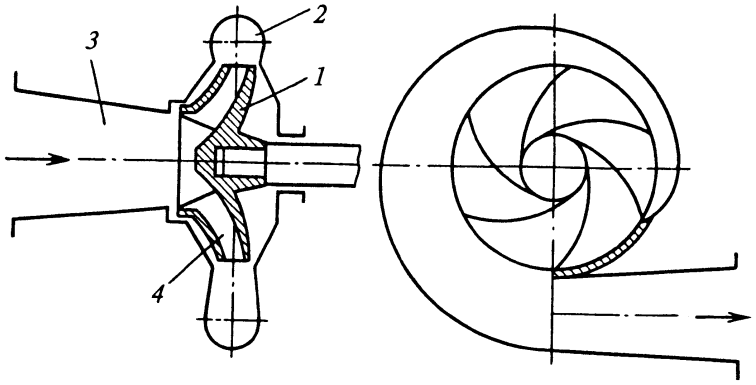


Рис. 4.6. Схема центробежного насоса

Напомним, что напором насоса называется высота, на которую он способен поднять жидкость при условии одинакового давления в приемном и подающем резервуарах. Если же эти давления неодинаковы, то необходимо учитывать выталкивающее или всасывающее действие приемного резервуара. Напор измеряется в единицах длины, обычно в метрах.

Из рабочего колеса перекачиваемая жидкость поступает в спиральную камеру *2*, где часть ее кинетической энергии дополнительно преобразуется в энергию давления.

На рис. 4.7 показана конструкция главного масляного насоса турбин ЛМЗ. Корпус насоса, состоящий из двух частей *2* и *5*, соединяемых горизон-

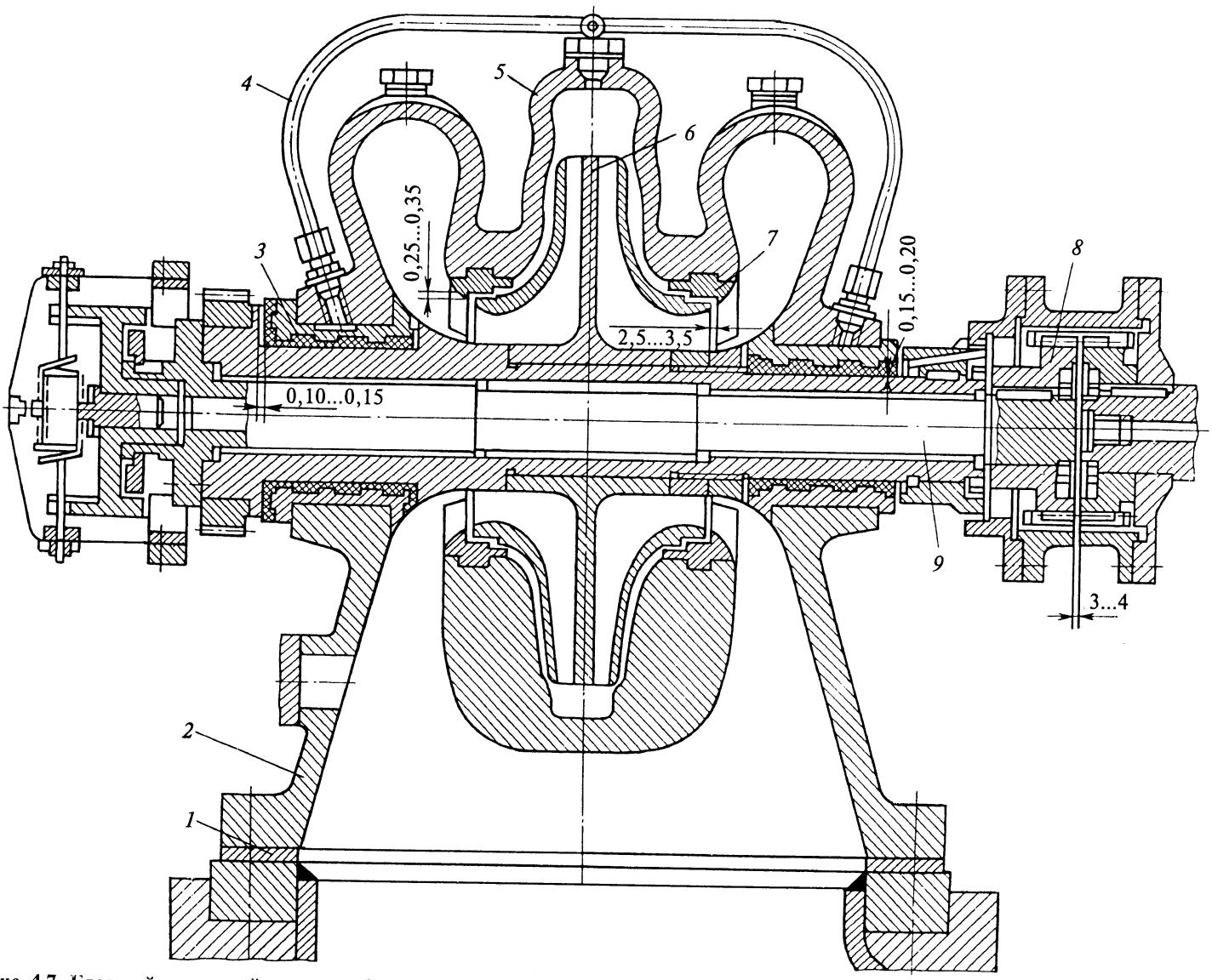


Рис. 4.7. Главный масляный насос турбин ЛМЗ

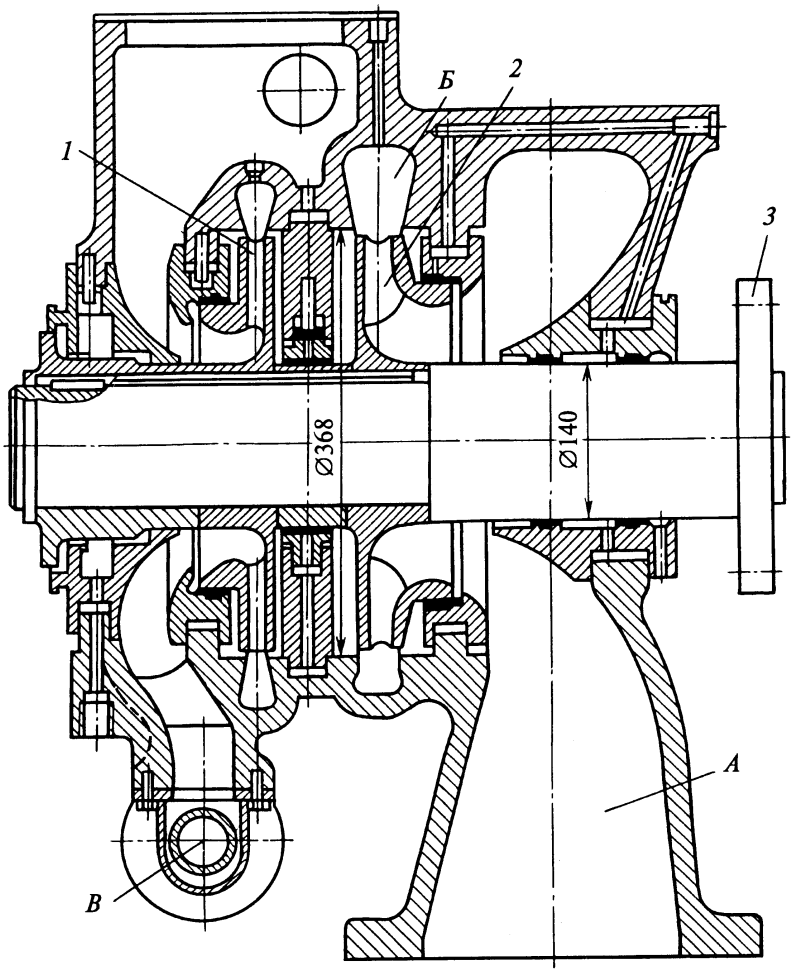


Рис. 4.8. Конструкция насосной группы турбин ТМЗ
1 — колесо насоса-импеллера; *2* — колесо главного масляного насоса; *3* — фланец для присоединения к валу турбины; *А* — всасывающая камера; *Б* — напорная камера; *В* — подвод масла к импеллеру

тальным разъемом, устанавливается через центрирующую прокладку *1* в корпусе переднего подшипника турбины. Рабочее колесо *6* насоса выполнено симметричным с двухсторонним подводом масла из всасывающего патрубка. Привод насоса осуществляется от вала турбины через гибкую муфту *8* со змеевидной пружиной и торсионный валик *9*, проходящий внутри вала насоса. Вал опирается на два опорных подшипника скольжения *3*, смазка к которым подается по двум трубам *4* из напорного патрубка. Осевое усилие воспринимается баббитовой заливкой, выполненной на торцевой части левого опорного подшипника. Для уплотнения всасывающих камер служат уплотнительные кольца *7*.

На рис. 4.8 показана конструкция насосной группы турбин ТМЗ, состоящая из двух насосов: главного масляного насоса, подающего масло на смазку подшипников и в систему автоматического регулирования турбины, и насоса-импеллера (датчика частоты вращения турбины, о котором пойдет речь ниже).

Выше отмечалось, что установка масляного насоса на валу турбины требует вспомогательного пускового масляного насоса с отдельным приводом.

В турбоустановках с отдельно устанавливаемыми основными масляными насосами с электроприводом отпадает необходимость в использовании пусковых масляных насосов, так как основные насосы работают постоянно.

В качестве резервных и аварийных электронасосов используют стандартные насосы.

4.1.5. Маслоохладители

Маслоохладители устанавливают для охлаждения масла, поступающего к подшипникам. Их можно устанавливать внутри и вне масляного бака.

На рис. 4.9 показана конструкция маслоохладителя ЛМЗ. Охлаждающая вода поступает в нижнюю

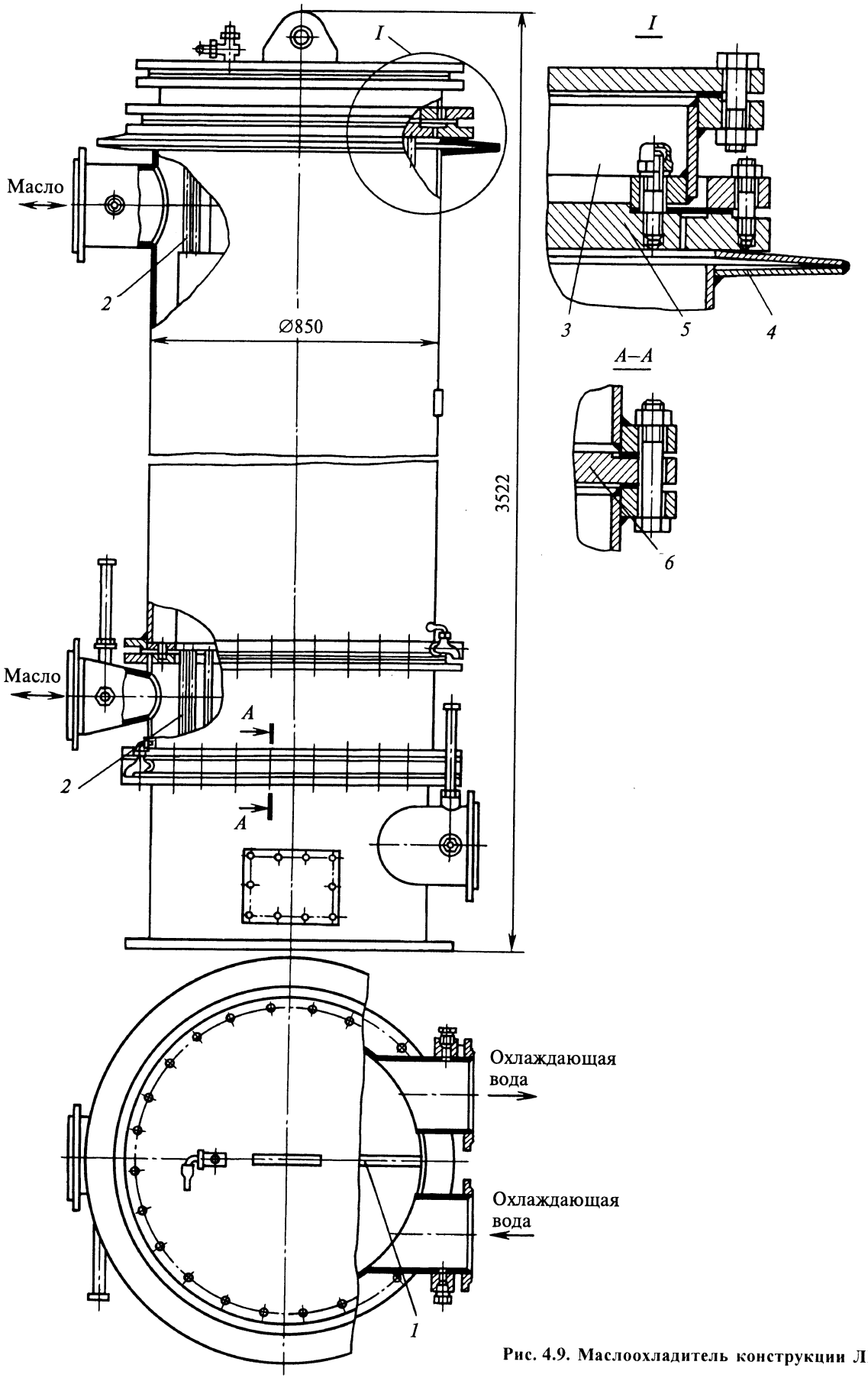


Рис. 4.9. Маслоохладитель конструкции ЛМЗ

водяную камеру, разделенную перегородкой *1*. Из водяной камеры вода поступает в оребренные или неоребренные трубки *2*, завальцованные в нижней *6* и верхней *5* трубных досках, проходит в верхнюю водяную камеру *3*, поворачивает на 180° и по трубкам возвращается в нижнюю водяную камеру и удаляется на слив.

Нижняя трубная доска *6* закреплена жестко через прокладки между фланцем корпуса и фланцем водяной камеры. Вся трубная система вместе с верхней трубной доской *5* должна свободно расширяться вверх, поэтому верхняя трубная доска соединяется с корпусом через податливое соединение *4*.

Масло в охладителе движется в межтрубном пространстве. Давление охлаждающей воды должно быть больше давления масла, чтобы исключить попадание масла в окружающую среду. Вместе с тем необходимо исключить и попадание воды в масляную систему либо созданием гарантированной плотности маслоохладителя, либо использованием двухконтурной системы охлаждения.

Каждый маслоохладитель снабжается четырьмя термометрами, показания которых говорят об эффективности его работы, а иногда вообще о необходимости его включения или выключения. Например при пуске, когда масло еще холодное, его направляют через охладитель без подачи охлаждающей воды и только после его нагрева подают охлаждающую воду. Измерению подлежат температура масла на входе и выходе из маслоохладителя и температура воды на входе и выходе. Изменения степени охлаждения масла и нагрева охлаждающей воды позволяют определить момент, когда необходима чистка маслоохладителя.

На рис. 4.9 изображена конструкция выносного маслоохладителя. Выше рассмотрена конструкция масляного бака с маслоохладителями, встроенными в масляный бак, что уменьшает необходимую площадь конденсационного помещения (см. рис. 4.5). В табл. 4.2 и 4.3 представлены характеристики маслоохладителей ЛМЗ и ТМЗ.

Таблица 4.2

Характеристики маслоохладителей ЛМЗ

Показатель	Маслоохладитель	
	М-240	М-250
Поверхность охлаждения, $м^2$	240	540
Коэффициент оребрения трубок	11	11
Номинальный расход масла, $м^3/ч$	165	330
Номинальный расход воды, $м^3/ч$	150	300
Число ходов масла	1	1
Номинальная температура масла, °С		
на входе	55	55
на выходе	45	45
Номинальная температура воды на входе, °С	33	33
Число ходов воды	2	2
Гидравлическое сопротивление маслоохладителя при номинальном расходе, МПа:		
по воде	0,03	0,0180
по маслу	0,025	0,0374
Общее число оребренных трубок, шт.	184	444
Диаметр и толщина стенки оребренных трубок, мм	19 × 1	19 × 1
Полная высота аппарата, мм	3506	3625
Наружный диаметр корпуса, мм	850	1200
Масса сухого аппарата, кг	2990	5796

Таблица 4.3

Характеристики маслоохладителей ТМЗ

Показатель	Маслоохладитель	
	М-240	Встроенный в маслобак
Поверхность охлаждения, $м^2$	240	45
Номинальный расход масла, $м^3/ч$	185	30
Номинальный расход воды, $м^3/ч$	150	30
Номинальная температура масла, °С:		
на входе	55	55
на выходе	45	45
Номинальная температура воды на входе, °С	33	33
Гидравлическое сопротивление маслоохладителя при номинальном расходе, кПа:		
по воде	2	1,4
по маслу	25	40
Общее число трубок, шт.	184	406
Диаметр и толщина стенки трубок, мм	19 × 1	19 × 0,75
Полная высота аппарата, мм	3506	2676
Наружный диаметр корпуса, мм	850	597
Масса сухого аппарата, кг	3031	815

4.1.6. Защита турбины от уменьшения расхода масла

Защиту подшипников турбины от недопустимого уменьшения расхода масла осуществляет реле давления, конструкция которого показана на рис. 4.10. Масло из линии за маслоохладителями через штуцер подается под дно сильфона и сжимает его. При нормальной работе главного масляного насоса шток обеспечивает такое положение контактных шайб (рис. 4.11, *а*), при котором цепи пуска двигателей аварийных насосов разомкнуты. При падении давления в системе смазки сила, действующая на дно сильфона, уменьшается, сильфон удлиняется под действием сжатой пружины, шток смещается вниз, замыкая контакты цепи *2*, подающей световой сигнал «Давление масло мало» и включающей аварийный насос с двигателем переменного тока. В турбине Т-100-12,8, например, срабатывание этого реле происходит при абсолютном давлении масла 135 кПа.

При дальнейшем падении давления в системе смазки шток опускается еще ниже, и замыкаются контакты цепи *3*, включающие аварийный масляный насос с электродвигателем постоянного тока. Если давление и дальше продолжает падать, то размыкаются контакты цепи *1*, подающие сигнал через электромагнитный выключатель на закрытие стопорных клапанов турбины и не допускающие включение валоповоротного устройства во избежание износа баббитовой заливки опорных вкладышей.

Аналогичным образом организуется включение резервных и аварийных масляных насосов в схеме с отдельно стоящими насосами. Обычно, система смазки подшипников включает два масляных электронасоса с приводом от двигателей переменного

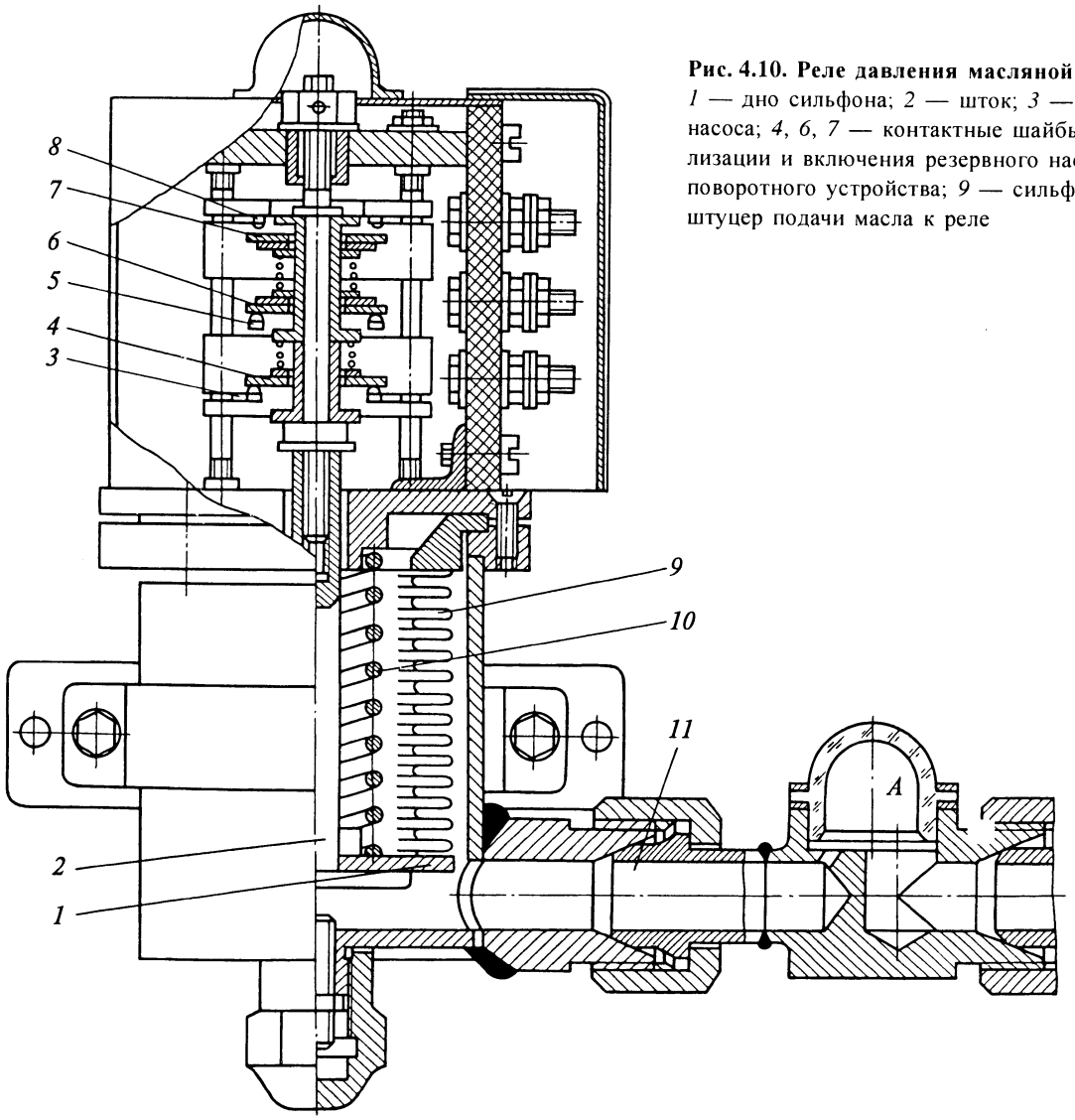


Рис. 4.10. Реле давления масляной системы
1 — дно сильфона; *2* — шток; *3* — контакты включения аварийного насоса; *4*, *6*, *7* — контактные шайбы; *5* — контакты звуковой сигнализации и включения резервного насоса; *8* — контакты и цепи валоповоротного устройства; *9* — сильфон; *10* — пружина сжатия; *11* — штуцер подачи масла к реле

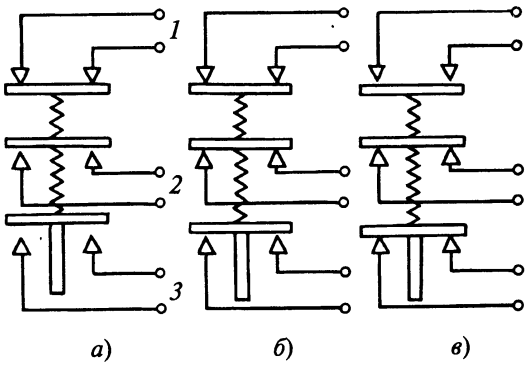


Рис. 4.11. Схема работы реле давления масляной системы
а — нормальная работа; *б* — сигнал «давление смазки мало»; *в* — включен резервный насос; *1* — цепь электродвигателя валоповоротного устройства и электромагнитного выключателя; *2* — цепь включения сигнализации и насоса с электродвигателем переменного тока; *3* — цепь электродвигателя аварийного насоса

тока, подключенных к различным источникам собственных нужд, и два электронасоса, двигатели которых подключены к двум различным аккумуляторным батареям. Управляются насосы двумя реле давления. При нормальной работе абсолютное давление масла на уровне оси турбины 220 кПа (по показаниям манометра — 1,2 кгс/см^2) обеспечивается основным электронасосом. При уменьшении давления до 195 кПа оба реле подают световой сигнал, первое реле включает резервный насос с двигателем переменного тока, а второе реле через 2 с — один из насосов с двигателем постоянного тока. При дальнейшем понижении давления (до 130 кПа) первое реле блокирует включение валоповоротного устройства, а второе через 9 с обеспечивает отключение турбины.

4.2. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

4.2.1. Необходимость регулирования и управления

Выработка электроэнергии турбоагрегатами энергосистемы всегда должна совпадать с ее потреблением. Следовательно, турбина должна иметь органы и устройства, позволяющие изменять ее мощность в зависимости от потребности в электроэнергии, иными словами, турбина должна иметь механизм управления.

Как показано в § 2.11, при протекании пара через турбину на валу ротора возникает вращающий

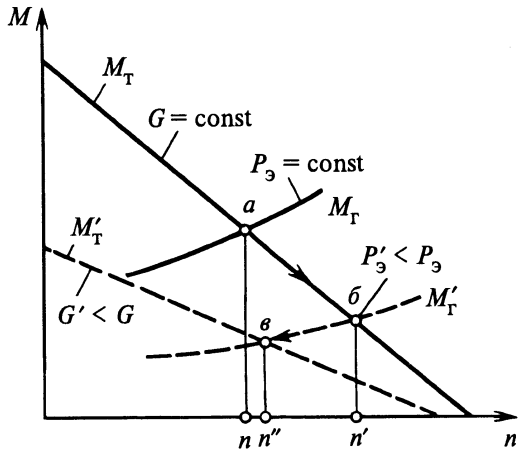


Рис. 4.12. Характеристики моментов турбины и генератора

ротор (движущий) крутящий момент $M_т$. Если зафиксировать пропуск пара G через турбину, начальные и конечные параметры, и поскольку мощность равна произведению крутящего момента на угловую скорость вращения, то с ростом частоты вращения n крутящий момент, развиваемый ею, будет уменьшаться так, как показано на рис. 4.12 сплошной линией. Эта зависимость $M_т(n)$ называется характеристикой движущего момента турбины. При новом, например меньшем постоянном пропуске пара G', характеристика $M'_т(n)$, будет располагаться ниже. Электрический генератор турбоагрегата также имеет характеристику момента, называемую характеристикой момента сопротивления вращению, представляющую собой связь крутящего момента сопротивления $M_г$, развиваемого электромагнитными силами, с частотой вращения n при постоянной нагрузке (мощности) $P_э$ питаемой от него электрической сети. При снижении нагрузки до значения $P'_э$ характеристика момента генератора снижается.

Ясно, что при $M_т \neq M_г$ устойчивого вращения ротора турбины не будет: при $M_т > M_г$ вращение будет ускоряться, а при $M_т < M_г$ — замедляться. *При $M_т = M_г$ ротор будет вращаться устойчиво, а на характеристиках моментов это состояние будет изображаться точкой пересечения характеристики движущего момента турбины, отвечающей определенному пропуску пара G, и характеристики момента сопротивления генератора, отвечающей определенной нагрузке сети $P_э$.*

Представим себе, что турбина не имеет какой-либо автоматической системы регулирования.

Пусть через нее протекает расход пара G, а нагрузка генератора равна $P_э$. Тогда турбогенератор будет устойчиво вращаться с частотой n. Если электрическая нагрузка генератора уменьшится до значения $P'_э$, например, вследствие отключения потребителей электрической энергии, то характеристика момента сопротивления генератора снизится. Поскольку изменений в расходе пара через турбину не произошло, то рабочая точка переместится из точки a в точку b, и турбогенератор приобретет частоту вращения $n' > n$. Если бы диапазон изменения частоты вращения при изменении нагрузки генератора не имел значения для потребителя, то не требовалось бы какой-либо системы автоматического регулирования, так как переход от одного устойчивого состояния к другому происходил бы за счет саморегулирования путем изменения частоты вращения системы турбина—генератор.

Многие категории потребителей электрической энергии и среди них некоторые механизмы собственных нужд электростанций требуют очень точного поддержания частоты электрической сети и, следовательно, частоты вращения турбогенераторов. *В соответствии с ПТЭ частота электрической сети должна поддерживаться с точностью* $\pm 0{,}1$ Гц. В противном случае между отдельными участками энергосистемы может происходить самопроизвольное перераспределение мощности, вызывающее перегрузку одних электрических линий и недогрузку других. Это приводит к значительным потерям энергии и нарушению устойчивости энергосистемы, что может повлечь отключение некоторых потребителей энергии.

Таким образом, *необходимо каким-то образом постоянно восстанавливать равенство между требуемой и вырабатываемой мощностью* турбоагрегата (или группы турбоагрегатов), которого можно достигнуть, например, изменением расхода пара. Если в рассмотренном выше примере после снижения электрической нагрузки и увеличения частоты вращения до значения n' закрытием паровпускного клапана уменьшить расход пара до значения G', то рабочая точка (рис. 4.12) переместится вдоль характеристики $M_г(n)$ из точки $б$ в точку $в$, и турбоагрегат будет иметь частоту вращения $n'' < n'$, мало отличающуюся от начальной частоты n. Машинист турбины не в состоянии изменять расход пара непрерывно и с необходимой точностью, поэтому *поддержание частоты вращения передается системе автоматического регулирования турбины* (САР).

Рассмотрим теперь турбину с противодавлением (см. рис. 3.1), главной задачей которой является отпуск на соответствующее промышленное предприятие пара вполне определенного давления. Если потребитель начинает использовать большее количество пара, то давление в выходном патрубке турбины будет падать. Для его поддержания используется САР, которая должна открыть регулирующие клапаны турбины для увеличения пропуска пара через нее. С ростом расхода пара на турбину давление в выходном патрубке восстановится.

Таким образом, в турбине с противодавлением САР при нормальной работе поддерживает в определенных узких пределах давление в выходном патрубке. При этом частота вращения турбины будет определяться частотой сети энергосистемы, а электрическая мощность — пропуском пара через турбину, задаваемого потребностями теплового потребителя. Говорят, что турбина работает по тепловому графику.

Как следует из § 1.5, теплофикационный агрегат представляет собой комбинацию паровой турбины с противодавлением и конденсационной турбины. Соответственно в зимнее время он может работать только в режиме с противодавлением, в летнее — с конденсацией (по электрическому графику). В общем случае от теплофикационной турбины требуется одновременное поддержание и частоты сети, и температуры сетевой воды, т.е. давления пара, подаваемого в подогреватель сетевой воды. Таким образом, *теплофикационная турбина имеет два регулируемых параметра и соответствующую САР.*

Существуют турбоагрегаты с двумя теплофикационными отборами: промышленным (обычно в виде пара) и собственно теплофикационным (для нагрева сетевой воды). Тогда такая турбина будет иметь три регулируемых параметра: давление в обоих отборах и частоту вращения.

Наконец, заметим, что теплофикационная турбина может и не иметь средств поддержания давления в отборе. Тогда регулирование температуры сетевой воды осуществляется средствами регулирования водонагревательной установки, например изменением расхода сетевой воды.

4.2.2. Принципы действия систем автоматического регулирования турбин

Схема простейшей системы регулирования частоты вращения турбоагрегата показана на рис. 4.13.

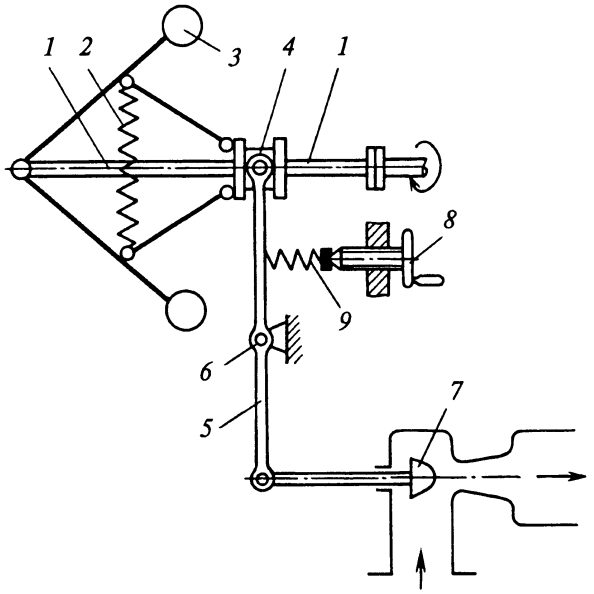


Рис. 4.13. Принципиальная схема регулирования частоты вращения турбоагрегата

1 — валик регулятора частоты вращения; *2* — пружины; *3* — грузики; *4* — муфта; *5* — рычаг; *6* — шарнир; *7* — регулирующий клапана; *8* — маховичок механизма управления; *9* — пружина

Валик регулятора приводится в движение от вала турбины. На нем расположена муфта, которая может перемещаться вдоль него под действием приложенных сил. Грузы регулятора при вращении под действием центробежных сил стремятся разойтись и сдвинуть муфту влево. Фиксированное положение муфты на регуляторном валике будет тогда, когда центробежная сила, развиваемая грузами, уравновесится усилием в пружине растяжения. Если частота вращения увеличивается, то грузы расходятся, если уменьшается, то пружина 2 перемещает муфту вправо. Совокупность муфты, грузов и пружины представляет собой датчик частоты вращения, часто называемый регулятором частоты вращения.

К муфте через шарнир присоединен рычаг, поворачивающийся вокруг неподвижного шарнира и тем самым перемещающий клапан, впускающий пар в турбину.

Рассмотрим работу описанной системы регулирования. Предположим, что положение регулятора частоты вращения и клапана турбины отвечает некоторой частоте вращения и мощности турбины. Если, например нагрузка электрогенератора, т.е. момент сопротивления вращению увеличится, то ротор турбины начнет замедлять свое вращение. Центробежная сила грузов уменьшится, муфта сдвинется вправо, вследствие чего клапан турбины откроется, с тем, чтобы увеличить мощность турбины в соответствии с возросшей нагрузкой генератора. Таким образом, *турбина автоматически увеличит свою мощность до необходимой, однако ее частота вращения не вернется к прежнему значению.* Это становится ясным из рис. 4.13: при изменении положения клапана изменяется положение муфты регулятора и, следовательно, натяжение пружины 2, которое может уравновесить только центробежная сила грузов при другой, вполне определенной частоте вращения. При максимальной нагрузке турбины клапан полностью откроется, муфта займет крайнее правое положение и частота вращения будет максимальной.

Схема регулирования, показанная на рис. 4.13, содержит все основные элементы любой самой сложной системы регулирования, однако на практике имеет целый ряд недостатков. Одним из них является малая перестановочная сила регулятора. Действительно, для того чтобы регулятор быстро откликался на изменение частоты вращения, необходимо, чтобы его грузы *3* были легкими, а это означает, что центробежная сила, переставляющая муфту *4* и клапан *7*, оказывается малой. Вместе с тем на клапаны действуют значительные силы, преодолеть которые центробежный регулятор в состоянии только в турбинах малой мощности с низкими параметрами пара.

Поэтому центробежные регуляторы турбин не соединяют непосредственно с парораспределительными органами, а воздействуют на них через вспомогательный усилительный механизм, называемый сервомотором.

Другой недостаток рассмотренной системы регулирования состоит в наличии большого количества механических соединений и шарниров, зазоры и трение в которых являются источником появления значительной нечувствительности: изменение расхода пара происходит лишь после некоторого изменения частоты вращения. Опыт эксплуатации рычажных систем регулирования показал, что даже в хорошо отлаженных и пригнанных системах регулирования после относительно недолгой работы появляется нечувствительность, из-за чего приходится останавливать турбину для ремонта САР. Поэтому в современных системах используют в основном гидравлические связи (каналы, в которых циркулирует несжимаемая жидкость), не подвергающиеся износу и не приобретающие нечувствительности со временем.

Наконец, центробежный регулятор частоты вращения, показанный на рис. 4.13, требовал пониженной частоты вращения регуляторного валика, поэто-

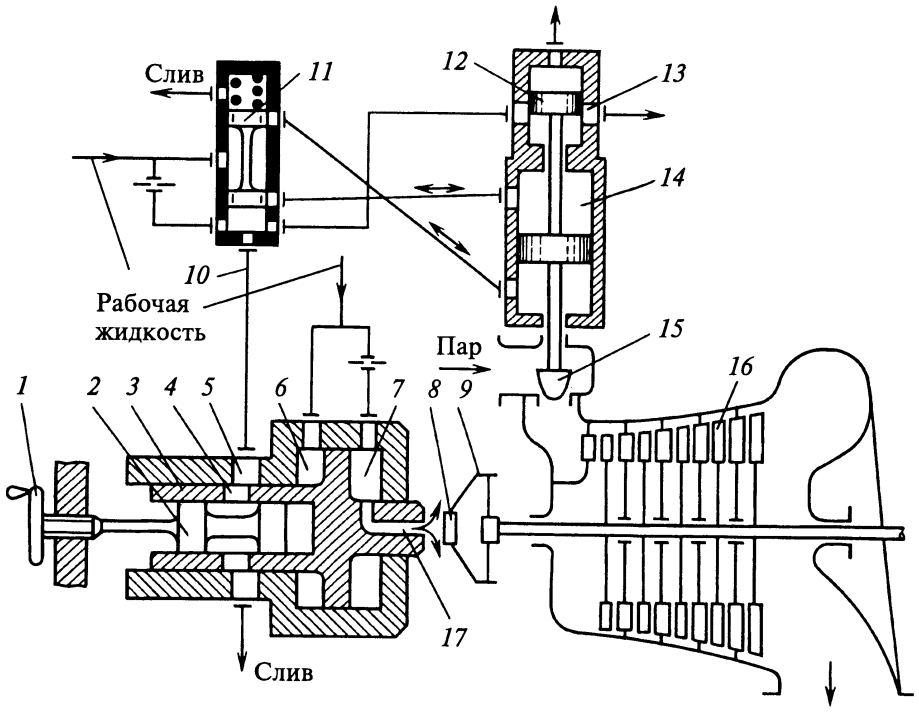


Рис. 4.14. Принципиальная схема регулирования с гидравлическими связями

му его привод от вала турбины осуществлялся через понижающую передачу (чаще всего червячную), которая вследствие малой надежности была постоянным источником тяжелых аварий. Поэтому в системах регулирования современных паровых турбин регуляторы частоты вращения центробежного типа имеют специальную конструкцию, позволяющую им работать непосредственно на валу турбины.

На рис. 4.14 показана принципиальная схема регулирования с быстроходным регулятором частоты вращения и гидравлическими связями.

Перемещение регулирующего клапана *15*, который управляет подачей пара в турбину *16*, осуществляет сервомотор *14*, представляющий собой цилиндр с движущимся внутри поршнем. При подаче рабочей жидкости под давлением в полость над поршнем и сообщении полости под поршнем с областью пониженного давления (сливом) поршень перемещается вниз и закрывает регулирующий клапан. При подаче рабочей жидкости под поршень регулирующий клапан открывается.

Подачей рабочей жидкости в сервомотор управляет золотник *11*, на который сверху действует усилие пружины, а снизу — давление рабочей жидкости. При установившемся режиме работы турбины кромки золотника *11* располагаются в точности против окон в буксе золотника, следовательно, рабочая жидкость, поступающая в полость между управляющими буртиками золотника, не может проходить в сервомотор, поэтому клапан *15* турбины неподвижен. Движение сервомотора происходит только при смещении золотника; тогда в одну из полостей сервомотора поступает жидкость под давлением, а другая полость сообщается через золотник с областью низкого давления.

Из рассмотрения принципа работы сервомотора и его золотника сразу следует важное преимущество такой системы: для перемещения золотника *11* не требуется большой перестановочной силы, при этом в сервомотор можно подавать жидкость под высоким давлением, что позволяет получить большое перестановочное усилие на клапане при малых размерах сервомотора.

Важным элементом системы регулирования является золотник обратной связи *12*, обеспечивающий устойчивость ее работы. При своем движении поршень сервомотора *14* не только перемещает клапан, но и воздействует на давление под золотником *11*, возвращая его к прежнему значению и останавливая движение поршня сервомотора *14* (поэтому золотник обратной связи часто называют выключателем).

Регулятор частоты вращения *9* помещен непосредственно на валу турбины *16* и выполнен в виде упругой ленты, деформация которой вызывает перемещение отбойной пластины *8*, изменяющей расход жидкости через сопло *17* в буксе *3*. Положение буксы определяется разностью давлений рабочей жидкости в камерах *6* и *7*. Если, например частота вращения возрастает, то отбойная пластина *8*

регулятора частоты вращения сдвинется вправо, слив из сопла *17* увеличится и давление в камере *7* снизится. Поэтому букса сдвинется вправо и увеличит площадь для прохода рабочей жидкости через окна *5* и *4* на слив в область низкого давления. Это приведет к падению давления в линии *10* и опусканию отсечного золотника *11* (линию *10* называют импульсной, поскольку она дает импульсы на перемещение золотника). Рабочая жидкость начнет поступать в верхнюю полость сервомотора, и регулирующий клапан *15* закрывается. При этом важно, что золотник *12* обратной связи, перемещающийся вместе с поршнем сервомотора, будет прикрывать окна *13*, компенсируя открытие окон *5* и восстанавливая давление в импульсной линии под золотником *11*. В результате золотник *11* займет снова среднее положение, а клапан *15* — новое положение, обеспечивая поддержание частоты вращения.

При снижении частоты вращения процесс регулирования будет протекать в обратном порядке.

Золотник *2*, перемещаемый с помощью маховичка *1* (или электродвигателя), играет роль механизма управления. Действительно, если, например, турбина включена в мощную энергосистему и ее частота вращения практически неизменна, то, закрывая окна *4* золотником *2*, можно изменить давление под золотником *11*, что вызовет его перемещение и поступление рабочей жидкости в сервомотор *14*. Поршень сервомотора поднимется и увеличит ею мощность. Открытие окон золотника *13* восстановит импульсное давление под золотником *11* и вернет его в среднее положение при новом режиме работы турбины.

На рис. 4.15 показана принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением. На золотник *2*, управляющий поршнем сервомотора *3*, который перемещает клапан *4* подачи пара в турбину, в общем случае могут воздействовать регулятор частоты вращения *1* и регулятор давления *6*. При работе турбины по тепловому графику ее механизм управления ставят в крайнее положение, соответствующее максимальному пропуску пара через турбину. Однако реальный расход через нее будет определяться давлением пара, направляемого потребителю. При всевозможных отклонениях в расходе пара потребителю (при увеличении потребления давление в выходном патрубке падает, а при уменьшении растет) регулятор давления *6* перемещает точку *C* рычага *AC*. При этом положение точки *A* остается неизменным при неизменной частоте сети. Например, при увеличении потребления

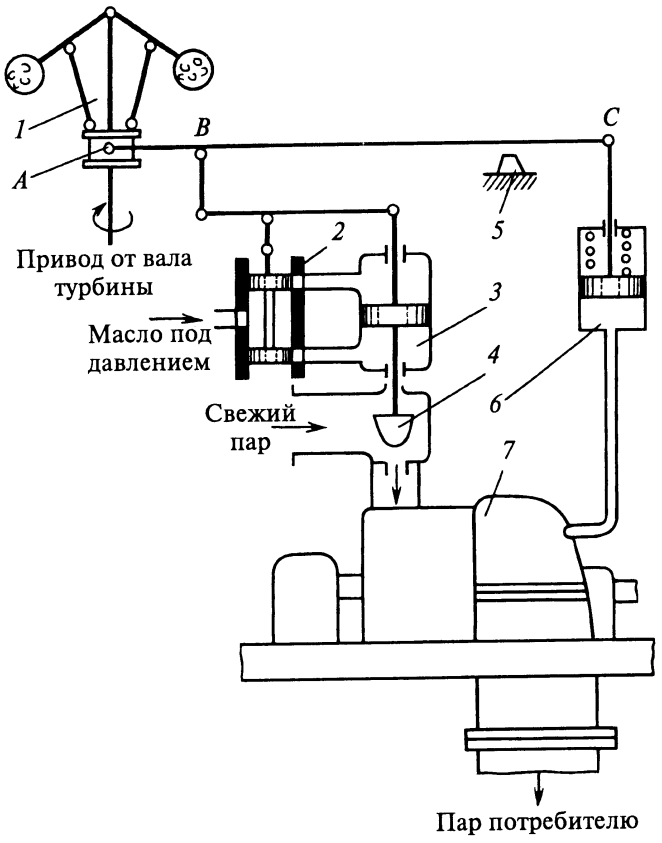


Рис. 4.15. Принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением

пара давление в выходном патрубке турбины *7* упадет, поршень регулятора давления *6*, а следовательно, и точки *C* и *B* рычага опустятся вниз. Клапан *4* откроется, с тем чтобы увеличить расход пара через турбину (и потребителю) и восстановить давление в выходном патрубке.

Таким образом, при нормальной работе турбины с противодавлением по тепловому графику необходимость в регуляторе частоты вращения отпадает. Однако он нужен для пуска и защиты турбины при аварийных режимах.

На рис. 4.16 показана принципиальная схема регулирования турбины с регулируемым отбором пара.

Пропуск пара в турбину регулируется клапаном *1*. Пройдя ЧВД, поток пара раздваивается: часть пара клапаном *8* пропускается в ЧНД, проходя через которую пар вырабатывает электрическую мощность и направляется в конденсатор, а другая часть после ЧВД направляется тепловому потребителю.

Воздействуя на регулирующие клапаны *1* ЧВД и *8* ЧНД, можно изменять расход пара в отбор, поддерживая мощность турбины неизменной, или, наоборот, изменять мощность, не изменяя количества отбираемого пара. Для этого необходимо, чтобы в

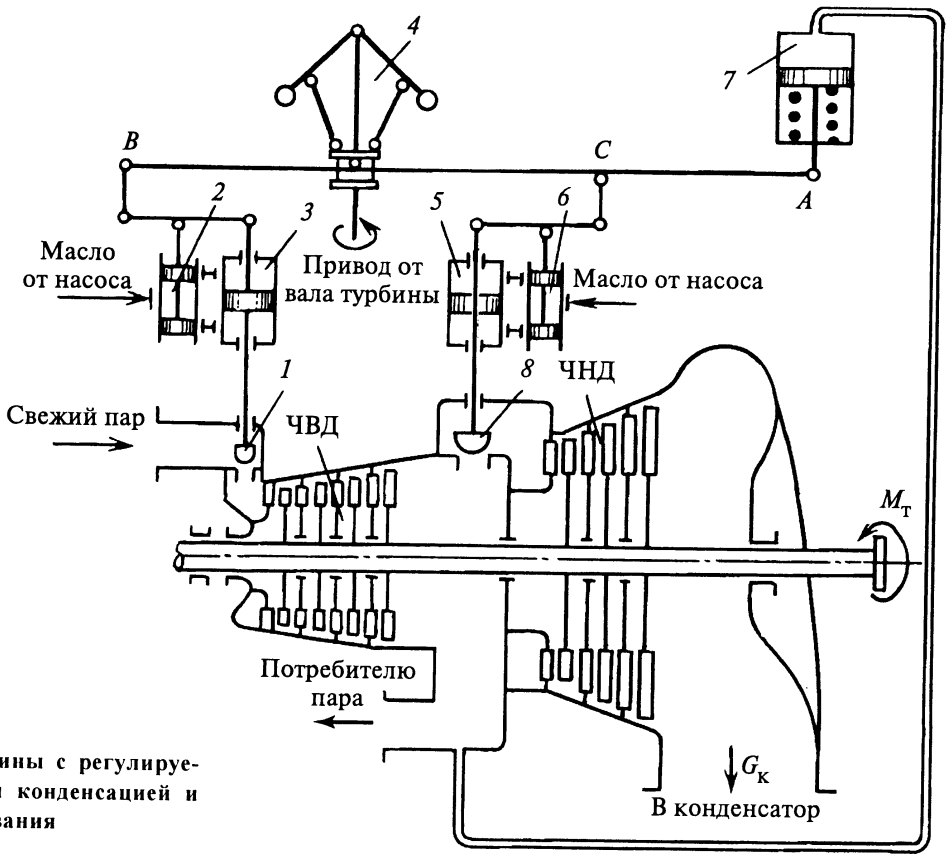


Рис. 4.16. Схема турбины с регулируемым отбором пара и конденсацией и ее системы регулирования

первом случае клапаны *1* и *8* работали в противоположных направлениях (один — на открытие, а второй — на закрытие), а во втором случае — в одинаковом направлении. Для этого турбина должна иметь соответствующую систему регулирования, рассмотренную ниже.

Турбина с регулируемым отбором пара может работать как в режиме турбины с противодавлением, так и в режиме конденсационной турбины. Действительно, при закрытых регулирующих клапанах *8* ЧНД (необходимо только оставить небольшой пропуск пара в ЧНД для охлаждения проточной части) турбина будет работать практически в режиме противодавления. Наоборот, при полностью открытых регулирующих клапанах ЧНД и закрытой задвижке на линии отбора турбина будет работать как конденсационная.

В турбинах с отбором пара регулирующие клапаны ЧСД управляют расходом пара в отбор на всех режимах работы (кроме режима работы с противодавлением).

Система регулирования турбины с отбором пара обязательно имеет два датчика. Регулятор частоты вращения служит для формирования сигнала по частоте вращения, а регулятор давления — по количеству (давлению) отбираемого пара.

Для возможности независимого регулирования мощности и величины отбора система регулирования выполняется связанной. Это означает, что она работает так, что при изменении одного из параметров (например, электрической мощности) второй параметр (в нашем случае — величина отбора) остается практически неизменным.

При связанном автоматическом регулировании турбины с отбором пара (рис. 4.16) положением золотников *2* и *6* сервомоторов *3* и *5* ЧВД и ЧНД управляют через систему рычагов регуляторы частоты *4* и давления *7*. Если, например, вследствие увеличения нагрузки в сети частота вращения турбоагрегата упадет, то рычаг *ACB* будет поворачиваться вокруг неподвижной точки *A*, и это будет приводить к одновременному открытию клапанов *1* и *8* ЧВД и ЧНД, с тем чтобы вернуть частоту сети к прежнему значению (в пределах статической характеристики); при этом размеры рычагов должны быть выбраны так, чтобы расход пара в отбор, равный разности расходов пара из ЧВД и на входе в ЧНД, не изменился. Таким образом, при изменении частоты вращения сервомоторы ЧВД и ЧНД

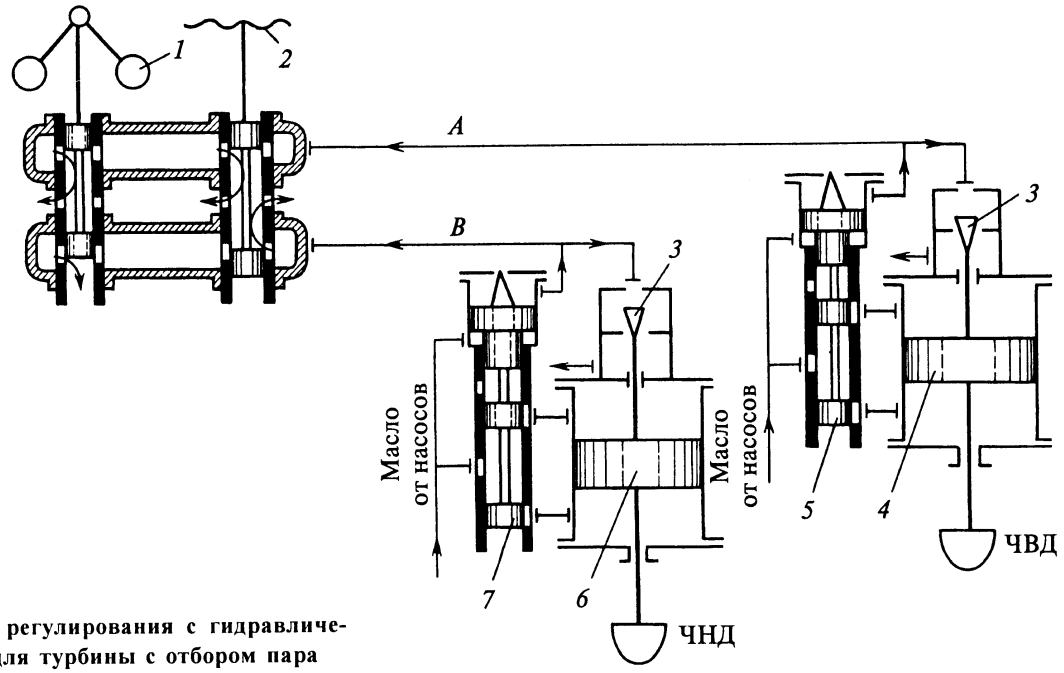


Рис. 4.17. Схема регулирования с гидравлическими связями для турбины с отбором пара

будут перемещаться в одинаковом направлении. Наоборот, если при неизменной частоте вращения (т.е. при неизменном положении муфты регулятора) произойдет изменение отбора, рычаг *ACB* будет поворачиваться так, что регулирующие клапаны ЧВД и ЧНД будут перемещаться в разных направлениях. Например, при падении давления в отборе точка *B* сместится вниз, а точка *C* — вверх; это приведет к открытию клапанов ЧВД (для сохранения давления пара в отборе) и к одновременному закрытию клапанов ЧНД (для уменьшения мощности, развиваемой за счет большего пропуска пара через ЧВД).

Рассмотренная схема регулирования с рычажными связями является простейшей и четко демонстрирует принципы регулирования. В современных системах регулирования в основном используют гидравлические связи. Пример такой системы регулирования показан на рис. 4.17. В этой системе перемещение главных золотников *5* и *7* и соответствующих сервомоторов *4* и *6* определяется изменением импульсных давлений в линиях *A* и *B*. Эти давления зависят от положения золотников, перемещаемых регулятором частоты вращения *1* и регулятором давления *2* (непосредственно или через промежуточные механические или гидравлические связи), и конусов обратной связи *3*. Нетрудно видеть, что смещение золотника регулятора частоты вращения приводит к одновременному снижению или повышению давлений в импульсных линиях и движению сервомоторов и регулирующих клапанов ЧВД и ЧНД в одном направлении. Наоборот, смещение золотника регулятора давления вызывает изменение давления в импульсных линиях в разных направлениях, что приводит к разным направлениям перемещения клапанов.

В общем случае может происходить одновременное изменение и частоты вращения, и расхода пара в отбор. При этом золотники обоих регуляторов будут выдавать соответствующий суммарный сигнал в импульсные линии для перемещения клапанов. Конструктивно оба золотника, как правило, совмещают, и полученное устройство часто называют блоком суммирующих золотников, который является характерной принадлежностью гидравлических систем регулирования турбин с отборами пара.

4.2.4. Статические характеристики регулирования

Важнейшей характеристикой системы регулирования любого параметра (частоты вращения, давления в отборе и т.д.) является статическая характеристика.

Связь между мощностью турбины $P_э$ и частотой вращения n называют статической характеристикой системы регулирования частоты вращения. Для ее построения нужно отложить по оси абсцисс нагрузку турбины, а по оси ординат — частоту вращения. Эта зависимость изображена на рис. 4.18 сплошной плавной линией.

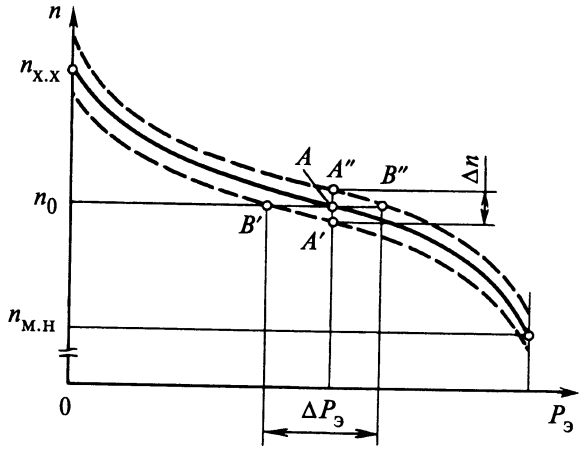


Рис. 4.18. Статическая характеристика системы регулирования

Показанная характеристика называется статической потому, что она отражает установившиеся положения органов парораспределения и частот вращения (статика регулирования), не давая самих процессов перехода от одной нагрузки к другой (динамика регулирования).

Если обозначить частоту вращения турбины на холостом ходу (когда электрическая мощность равна нулю) через $n_{х.х}$, а при максимальной нагрузке — через $n_{м.н}$, то разность этих частот вращения, отнесенная к средней частоте вращения n_0, называется степенью неравномерности δ или просто неравномерностью системы регулирования:

$$\delta = (n_{х.х} - n_{м.н})/n_0 .$$

Государственный стандарт требует, чтобы степень неравномерности регулирования частоты вращения паровых турбин всех типов составляла 4—5 %. Это означает, что если, например, δ = 5 % при номинальной частоте вращения 50 1/с, то при изменении нагрузки от холостого хода до максимальной частота вращения будет изменяться от 48,75 до 51,24 1/с.

Такие жесткие требования к неравномерности системы регулирования диктуются одним из самых опасных режимов работы турбины — режимом *полного сброса электрической нагрузки с отключением электрического генератора от сети.* При сбросе нагрузки система автоматического регулирования турбины обеспечивает резкое уменьшение пропуска пара в турбину и ее перевод на режим холостого хода, при котором частота вращения в соответствии со статической характеристикой должна быть больше номинальной на величину $\Delta n_{ст} = \delta n_0$, называемую статическим повышением частоты вращения. Однако сам процесс перехода от полной нагрузки к холостому ходу может протекать по-разному в зависимости от степени неравномерности.

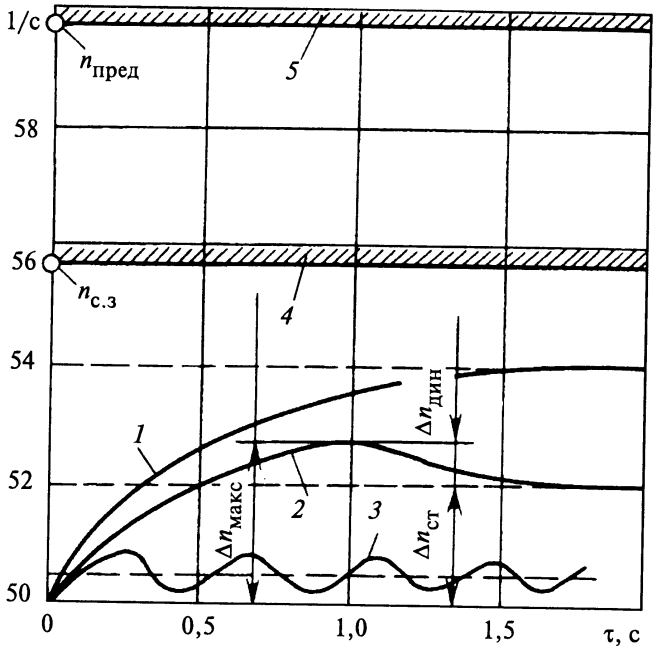


Рис. 4.19. Кривые переходных процессов при сбросе нагрузки при различных неравномерностях системы регулирования

1 — δ = 8 %; *2* — δ = 4 %; *3* — δ = 1 %; *4* — частота вращения при срабатывании защиты; *5* — предельно допустимая частота вращения по условиям прочности деталей турбины

При большой неравномерности, например 8 %, частота вращения турбины плавно возрастает до 54 1/с (кривая *1* на рис. 4.19). Однако само значение частоты холостого хода оказывается недопустимо большим, поскольку наиболее напряженные детали турбины рассчитываются на предельную частоту вращения

$$n_{пред} = (1{,}18—1{,}20)n_0 ,$$

а вступление в работу системы защиты должно происходить при частоте вращения $n_{с.з} = (1{,}1—1{,}12)n_0$. При этом необходимо помнить, что срабатывание защиты и отключение генератора от сети представляет по существу аварию, поскольку прекращение отпуска электроэнергии в сеть может повлечь отключение потребителей электроэнергии.

При малой степени неравномерности, например 1 %, статическое повышение частоты вращения оказывается небольшим (кривая *3* на рис. 4.19), однако процесс перехода на частоту холостого хода будет носить медленно затухающий, а иногда и незатухающий колебательный характер. Поэтому сте-

пень неравномерности систем регулирования не делают слишком малой.

При степени неравномерности, предусмотренной стандартом, статический заброс частоты вращения является умеренным. При этом из-за невозможности мгновенно прекратить подачу пара в турбину возникает динамический заброс частоты вращения $\Delta n_{дин}$ (кривая *2* на рис. 4.19). При нормально работающей системе регулирования суммарное повышение частоты вращения при сбросе нагрузки

$$\Delta n_{макс} = \Delta n_{ст} + \Delta n_{дин}$$

составляет 7—8 % номинальной.

Статическая характеристика и степень ее неравномерности в первую очередь определяют реакцию турбины на изменение частоты сети вследствие нарушения баланса производства электроэнергии и ее потребления. Если, например, частота сети изменилась на 0,1 Гц, т.е. на 0,2 % номинальной частоты вращения $f_0 = 50$ Гц, то это означает, что при $\delta =$ $= 5$ % изменение мощности турбоагрегата составит

$$P_э/P_{э0} = \Delta f / \delta = 0{,}2/5 = 0{,}04,$$

т.е. 4 %. Для турбины мощностью 1000 МВт это означает самопроизвольное изменение нагрузки на 40 МВт. Важно понять, что это изменение нагрузки произойдет автоматически, без всякого вмешательства оператора. На большей своей части статическая характеристика прямолинейна, она никогда не имеет горизонтальных участков, так как такой участок означает неопределенность (многозначность) мощности при частоте вращения, отвечающей этому участку. В диапазонах малой и большой мощности турбины статическую характеристику делают более крутой. При малых мощностях это позволяет более устойчиво держать нагрузку, при больших нагрузках обеспечивает малое изменение мощности вследствие изменения частоты сети, когда турбина имеет максимальный КПД.

Вернемся к рассмотрению рис. 4.13 и 4.18. Допустим, что изображенному на рис. 4.13 положению системы регулирования отвечает точка A на статической характеристике рис. 4.18. Представим себе, что внешняя нагрузка турбоагрегата растет; тогда частота вращения должна уменьшаться и клапан *7* должен открываться, однако с уменьшением частоты вращения и опусканием грузов *3* клапан начнет открываться не сразу, во-первых, потому, что центробежная сила грузов должна измениться на величину, достаточную для преодоления сил трения, и, во-вторых, потому, что во всех шарнирах должны быть выбраны люфты. Таким образом, движение клапана начнется не в точке A, а в точке A'. Подобным же образом при уменьшении нагрузки движение клапана начнется в точке A''. Иными словами, *действительная статическая характеристика регулирования представляет собой не линию, а область*, нижняя граница которой соответствует непрерывному постепенному возрастанию мощности (нагружению турбины), а верхняя — уменьшению мощности (разгружению турбины).

Отношение ширины области Δn к номинальной частоте вращения n_0 (см. рис. 4.18), выраженное в процентах, называется степенью нечувствительности регулирования.

$$\varepsilon = (\Delta n / n)100\ \%.$$

Чем меньше ε, тем выше качество регулирования, так как малому ε отвечает, во-первых, большая быстрота реакции на изменение условий работы и, во-вторых, меньшая неопределенность в мощности при фиксированной частоте вращения. Действительно, нечувствительность по существу означает, что при фиксированной частоте вращения n_0 (см. рис. 4.18) мощность турбины может произвольно изменяться на величину $\Delta P_э$.

Государственный стандарт требует, чтобы *степень нечувствительности системы регулирования частоты вращения при любой мощности не превышала* 0,3 % *для турбин ТЭС и ТЭЦ*. Однако даже при такой нечувствительности колебания нагрузки могут быть весьма существенны: если, например, турбина мощностью 100 МВт имеет неравномерность регулирования $\delta = 4$ %, то возможные колебания нагрузки составят:

$$\Delta P_э = \frac{\varepsilon}{\delta} P_э = \frac{0{,}3}{4}\ 100 = 7{,}5\ \text{МВт}.$$

Тщательное изготовление, монтаж и наладка системы регулирования, а также постоянное поддержание чистоты рабочей жидкости позволяет уменьшить степень нечувствительности до 0,1—0,15 %.

Турбины современных электростанций работают не изолированно, а параллельно на большую (емкую) энергосистему. При этом синхронизирующая сила поддерживает равенство частоты вращения всех турбоагрегатов и ее совпадение с частотой сети.

Представим для простоты, что некоторая энергосистема состоит из трех турбоагрегатов, два из которых имеют мощность $P_{э1} = P_{э2} = 800$ МВт, а третий $P_{э3} = 300$ МВт, а неравномерность их регули-

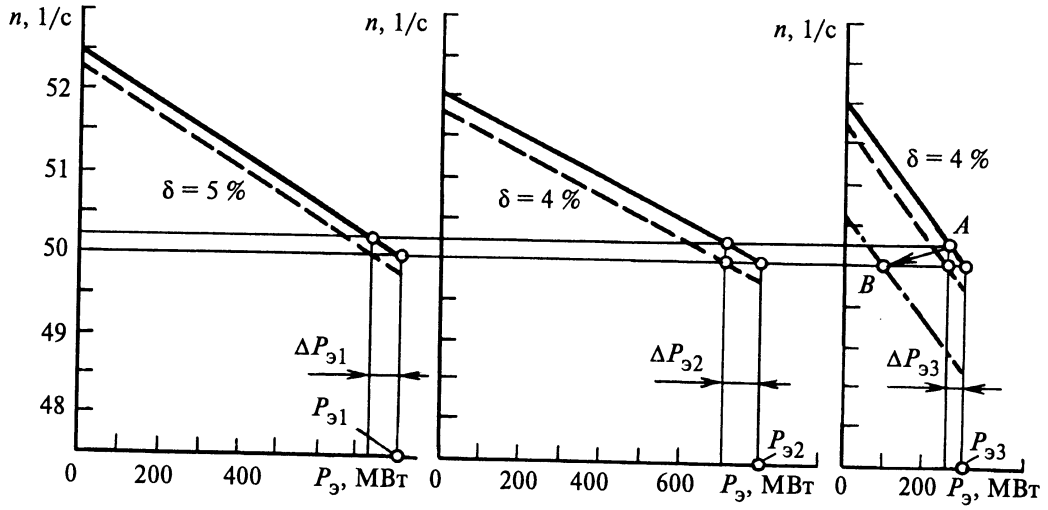


Рис. 4.20. Изменение режима параллельно работающих турбоагрегатов

рования соответственно равна $\delta_1 = 5\ \%$, $\delta_2 = \delta_3 = 4\ \%$. Пусть частота вращения турбоагрегатов (и соответственно частота в электрической сети) $n_0 = 50$ 1/с обеспечивается (рис. 4.20) работой всех трех турбоагрегатов при номинальной нагрузке. Положим, что в энергосистеме внезапно отключился потребитель мощностью 200 МВт. Тогда из-за нарушения баланса потребления и выработки электроэнергии частота сети начнет повышаться, что вызовет увеличение частоты вращения всех турбоагрегатов и снижение вырабатываемой ими мощности, которое будет происходить до тех пор, пока не будет достигнуто равенство

$$\Delta P_{э1} + \Delta P_{э2} + \Delta P_{э3} = \Delta P_э,$$

где $\Delta P_{э1}$, $\Delta P_{э2}$, $\Delta P_{э3}$ — соответствующие снижения мощности на отдельных турбоагрегатах; $\Delta P_э$ — суммарное снижение мощности.

Из рассмотрения прямолинейной статической характеристики любого i-го турбоагрегата легко получить, что

$$\frac{\Delta P_{эi}}{P_{эi}} = \frac{\Delta n}{n_0}\frac{1}{\delta_i},$$

т.е. *относительное изменение мощности турбоагрегата прямо пропорционально изменению частоты вращения и обратно пропорционально степени неравномерности.*

Таким образом, увеличение частоты вращения всех турбоагрегатов при снижении мощности всей энергосистемы на значение $\Delta P_э$ определяется соотношением

$$\frac{\Delta n}{n_0}\frac{P_{э1}}{\delta_1} + \frac{\Delta n}{n_0}\frac{P_{э2}}{\delta_2} + \frac{\Delta n}{n_0}\frac{P_{э3}}{\delta_3} = \Delta P_э.$$

Отсюда следует

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{\Delta P_э}{P_{э1}/\delta_1 + P_{э2}/\delta_2 + P_{э3}/\delta_3}.$$

Для рассматриваемого примера

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{200}{\frac{800}{0{,}05} + \frac{800}{0{,}04} + \frac{300}{0{,}04}} = 0{,}0046,$$

т.е. частота вращения увеличивается на

$$\Delta n = 0{,}0046 \cdot 50 = 0{,}23\ \text{1/с}$$

и составит 50,23 Гц.

Мощность каждого из турбоагрегатов возрастет при этом на

$$\Delta P_{э1} = 0{,}0046\frac{800}{0{,}05} = 73{,}5\ \text{МВт},$$

$$\Delta P_{э2} = 0{,}0046\frac{800}{0{,}04} = 92\ \text{МВт},$$

$$\Delta P_{э3} = 0{,}0046\frac{300}{0{,}04} = 34{,}5\ \text{МВт}.$$

Таким образом, при изменении нагрузки в сети, приводящей к изменению ее частоты, автоматически изменяются мощности турбоагрегатов в соответствии с их статическими характеристиками. Такая *автоматическая реакция всех работающих в системе турбоагрегатов называется первичным регулированием частоты сети.* Следует подчерк-

нуть, что это название условно, никакого регулирования частоты не происходит, наоборот, снижение (или возрастание) мощности оказалось возможным именно за счет изменения частоты сети. Процесс регулирования мощности в сети на этом не заканчивается, так как частота сети должна быть восстановлена в соответствии с требованиями ПТЭ, а как это делается, показано ниже.

Поддержание давления происходит в соответствии со статической характеристикой регулирования давления, аналогичной статической характеристике частоты вращения: при изменении расхода пара через турбину (и мощности) давление в выходном патрубке изменяется в пределах степени неравномерности, составляющей обычно 8—12 %.

4.2.5. Управление турбиной

Машинист турбины должен иметь возможность управлять ею, т.е. при пуске изменять частоту ее вращения, а после включения генератора в сеть, когда частота вращения турбоагрегата будет определяться только частотой сети, изменять ее электрическую мощность.

Аналогичным образом машинист должен иметь возможность устанавливать желаемое давление в отборе, например, в соответствии с температурой наружного воздуха.

Все эти операции осуществляются с помощью механизмов управления турбиной.

Степень неравномерности регулирования определяет изменение частоты вращения. Если турбоагрегат работает с номинальной частотой 50 1/с, то это означает, что при изменении мощности от нуля до полной частота вращения будет изменяться от 49 до 51 Гц при $\delta = 4$ %. Многих потребителей это не устраивает. По ПТЭ колебания частоты сети не должны превышать $\pm 0{,}1$ Гц. Из приведенного выше примера видно, что в сети с потреблением 1900 МВт при изменении мощности на 200 МВт частота сети изменилась на 0,23 Гц. В реальных энергосистемах мощность в течение суток может изменяться вдвое и более, и поэтому изменения частоты сети будут еще существеннее. Поэтому возникает задача поддержания частоты сети в очень узких пределах при любой нагрузке энергосистемы. Эта задача разрешается с помощью специального механизма управления турбиной (МУТ), который часто называют синхронизатором, так как им пользуются для точной подгонки частоты вращения при синхронизации турбины перед включением ее в сеть.

На принципиальной схеме регулирования (см. рис. 4.13) МУТ изображен в виде дополнительной пружины *9*, натяг которой можно изменять маховичком *8*. При выведенном механизме, т.е. при ослабленной пружине *9*, система регулирования работает так, как описано в п. 4.2.2. Положение муфты *4* будет определяться равенством центробежных сил грузов и силой растяжения в пружине *2*.

Если маховичком *8* несколько растянуть пружину *9*, то баланс сил, действующих на муфту *4*, нарушится. Прежнее положение муфты, а значит, и регулирующего клапана *7* (следовательно, и нагрузки турбины), будет теперь уже достигаться при бóльших частотах вращения. Это означает, что при увеличении натяга пружины *9* статическая характеристика от начального положения (рис. 4.21) будет сдвигаться вверх, а при ослаблении — вниз.

Для того чтобы четко понять действие МУТ, представим себе, что турбина является единственным источником энергии в сети, нагрузка которой постоянна. Пусть статическая характеристика *ab* (рис. 4.21) соответствует некоторой затяжке пружины, а мощность турбины равна $P_{э1}$.

Если теперь с помощью ручного маховичка увеличить натяг пружины, то из-за изменения баланса сил, действующих на муфту, последняя переместится вправо, открывая регулирующий клапан и давая начало некоторому переходному процессу регулирования. При устойчивой системе регулирования этот процесс быстро закончится. Система примет прежнее положение, однако при бóльшей частоте вращения. Действительно, положение регулирующего клапана не должно изменяться, так как не изменилась внешняя нагрузка. Следовательно, и муф-

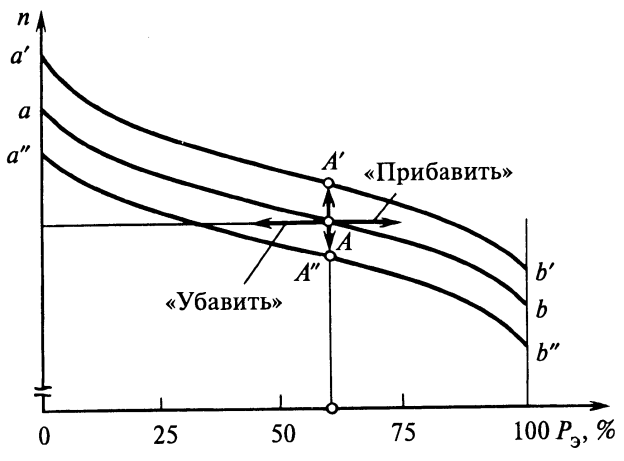


Рис. 4.21. Смещение статической характеристики механизмом управления

та *4* (см. рис. 4.13) вернется к прежнему положению, преодолевая натяг пружины *9* за счет большой центробежной силы грузов при увеличенной частоте вращения. Это означает, что, изменяя затяжку пружины, можно перемещать статическую характеристику *ab* регулирования в пределах положений *a′ b′* и *a″ b″*.

Понять работу механизма управления при нагружении турбины, включенной в емкую сеть очень просто в том случае, если допустить, что мощность турбины существенно меньше мощности сети, иными словами, если изменение ее нагрузки практически не отражается на частоте сети и, следовательно, на частоте вращения. При затягивании пружины *9* (см. рис. 4.13) муфта *4* будет принудительно опускаться вниз, что вызовет перемещение регулирующего клапана и изменит мощность турбины. Нагружение турбины, включенной в сеть, означает переход рабочей точки вправо на смещенную вверх статическую характеристику (рис. 4.21).

Возвращаясь к рассмотренному выше примеру на рис. 4.20, объясним теперь, как можно восстановить частоту сети. Для этого на всех турбогенераторах необходимо перемещать МУТ в сторону «убавить» до тех пор, пока статические характеристики их систем регулирования не займут положения, показанного на рисунке штриховыми линиями. Однако изменять частоту вращения турбоагрегатов одновременно воздействием на МУТ всех турбин сложно, неудобно и во многих случаях нецелесообразно: ведь при изменениях мощности в энергосистеме желательно турбоагрегаты, вырабатывающие наиболее дешевую электроэнергию, держать при максимальной нагрузке, а менее экономичные агрегаты использовать для регулирования частоты. Поэтому вместо того, чтобы воздействовать на МУТ всех трех турбин для снижения частоты их вращения, можно воздействовать на МУТ лишь одной из турбин, скажем, третьей. При смещении ее статической характеристики вниз рабочая точка *A* будет перемещаться влево к точке *B*, и турбина будет разгружаться, но зато регуляторы частоты двух остальных турбин, восстанавливая баланс выработки и потребления электроэнергии, будут нагружать свои турбины, обеспечивая перемещение рабочих точек вдоль статических характеристик вправо к исходным значениям мощности. После смещения частоты вращения до исходной третья турбина разгрузится до 100 МВт, а первые две восстановят свои исходные нагрузки, и частота в сети восстановится.

Процесс восстановления частоты сети путем воздействия на МУТ турбоагрегата называется вторичным регулированием частоты. Следует обратить внимание на то, что при изменении частоты сети с помощью МУТ частота вращения турбоагрегата изменяется очень мало (тем меньше, чем больше мощность энергосистемы), а мощность турбины — значительно. Поэтому машинисту кажется, что он изменяет мощность турбины, а не частоту ее вращения. На самом же деле *мощность управляемой машинистом турбины в любой момент времени определяется текущими значениями нагрузки в энергосистеме и положением статических характеристик всех работающих в системе турбоагрегатов.*

Реальные энергосистемы могут включать несколько десятков электростанций и несколько сотен турбоагрегатов. Для вторичного регулирования частоты в энергосистеме выделяется одна или несколько ведущих электростанций, постоянно изменяющих свою нагрузку с помощью устанавливаемого на станции автоматического прецизионного регулятора частоты, который при изменении частоты сети обеспечивает нагружение или разгружение турбин, установленных на ней. При значительных изменениях нагрузки в энергосистеме, когда ведущие станции не могут поддержать частоту в требуемых пределах, по указанию диспетчера энергосистемы по заранее установленному графику изменяется нагрузка и на других турбоагрегатах путем смещения их статических характеристик; во многих случаях целесообразным оказывается вывод турбин в резерв при снижении нагрузки энергосистемы и ввод в работу турбин, находящихся в резерве при ее повышении.

Турбина с противодавлением (см. рис. 4.15) также имеет регулятор частоты вращения, однако его роль несколько иная.

При наборе частоты вращения турбины с противодавлением регулятор давления отключают, а поддержание частоты вращения, задаваемое механизмом управления турбиной (синхронизатором), производят регулятором частоты вращения *1*, который вступает также в работу и при внезапном отключении генератора от сети и включенном регуляторе давления. При этом на золотник *2* поступают два «противоречащих» друг другу сигнала: регулятор частоты вращения требует закрытия регулирующих клапанов и перехода турбины на режим холостого хода, а регулятор давления требует открытия регулирующих клапанов для поддержания расхода пара потребителю. Система регулирования выполняется

так, чтобы приоритет получил регулятор частоты вращения [это произойдет после посадки рычага *АС* на упор *5* (см. рис. 4.15)]; при этом турбина выйдет на повышенную частоту вращения, соответствующую статической характеристике.

4.2.6. Гидродинамические системы регулирования

Система регулирования, показанная на рис. 4.14, содержит только гидравлические связи, однако в ней сохранен механический центробежный регулятор, деформация ленты которого дает импульс для работы системы регулирования.

Наряду с механическими, в турбинах используются гидравлические датчики частоты вращения, схема одного из которых показана на рис. 4.22. Известно, что напор, развиваемый насосом, пропорционален квадрату частоты вращения. Поэтому изменение давления за насосом *3*, установленном на валу турбины *4*, можно использовать в качестве импульса для работы системы регулирования. Например, при возрастании частоты вращения турбины давление за насосом повысится, проточный золотник *1* сдвинется влево, сечение для расхода масла в буксе этого золотника увеличится, сечение в импульсной линии *2* упадет, что вызовет смещение главного золотника *11* (см. рис. 4.14) и дальнейшую работу системы регулирования — точно такую же, как и при использовании механического регулятора частоты вращения.

Системы регулирования, в которых датчиком частоты вращения является центробежный насос, называются гидродинамическими. Чаще всего для этой цели используют специальный отдельный насос (импеллер), как правило, расположенный рядом с главным масляным насосом (см. рис. 4.8). Ниже рассмотрен ряд гидродинамических систем регулирования конкретных турбин.

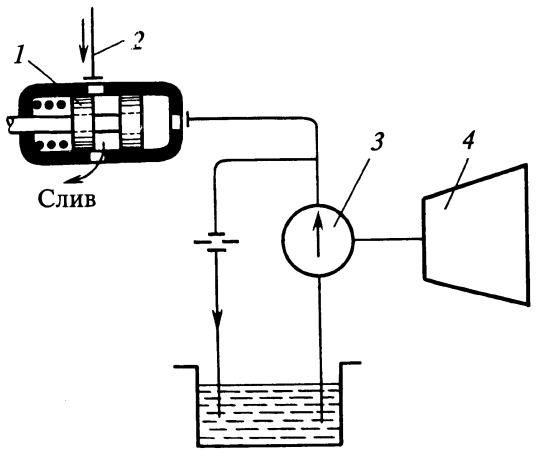


Рис. 4.22. Схема гидродинамического регулятора частоты вращения

4.2.7. Требования к системам регулирования и их дополнительные элементы

Теперь, после знакомства с задачами и принципами устройства системы автоматического регулирования, можно сформировать предъявляемые к ней требования и рассмотреть пути их выполнения.

1. Система регулирования должна обеспечить устойчивую работу турбины (без самопроизвольного изменения нагрузки) на всех режимах. Для этого неравномерность ее статической характеристики должна быть в пределах 4—5 %, а нечувствительность не более 0,3 %. В число обязательных режимов входит и наиболее трудный для регулирования режим холостого хода.

Управление турбиной должно быть легким и плавным, регулирующие клапаны должны открываться равномерно и без толчков.

2. Одним из самых важных требований является требование «удержания» турбины на частоте холостого хода при полном сбросе нагрузки с отключением генератора от сети. В этом случае нагрузка турбоагрегата мгновенно падает до нуля и регулирующие клапаны должны закрываться так, чтобы обеспечить частоту вращения холостого хода, соответствующую статической характеристике.

Если динамический заброс частоты вращения оказывается слишком большим (см. выше), то срабатывает защита турбины, вызывающая закрытие ее стопорных каналов. Если при этом турбоустановка выполнена по блочной схеме, автоматика блока прекращает подачу топлива в котел. Последующий пуск блока даже при условии, что неполадка, вызвавшая сброс нагрузки, будет ликвидирована очень быстро, требует значительного времени. Поэтому к системе регулирования предъявляют требование обеспечить переход турбины на холостой ход настолько быстро, чтобы заброс частоты вращения не превысил 7—8 % номинальной. При этом котел останется в работе и примерно через 1 мин турбоагрегат достигнет частоты вращения, соответствующей статической характеристике. В случае необходимости повторного пуска оператору достаточно снизить с помощью МУТ частоту вращения до синхронной, включить генератор в сеть и набрать нагрузку.

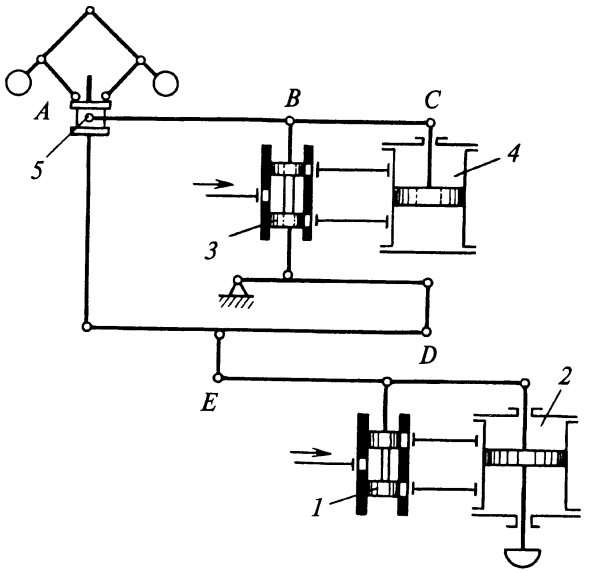


Рис. 4.23. Регулирование по частоте вращения и ускорению

Для увеличения быстродействия системы регулирования в нее вводят устройство, называемое дифференциатором, который реагирует на значительное ускорение ротора турбины. На рис. 4.23 показана схема регулирования, в которую кроме главного золотника *1* и главного сервомотора *2* введены золотник *3* и сервомотор *4*, играющие вместе роль дифференциатора.

Представим себе, что нагрузка турбоагрегата падает очень медленно, тогда его частота вращения будет медленно увеличиваться, а муфта регулятора скорости *5* медленно подниматься. При этом малейшее смещение точки *B* вверх будет вызывать подъем золотника *3* дифференциатора и опускание поршня сервомотора *4* дифференциатора с последующим выключением золотника *3*. Иными словами медленное увеличение частоты вращения приводит к повороту рычага *ABC* вокруг точки *B*, которая будет практически неподвижной. Это означает, что точка *D* будет оставаться неподвижной, и система регулирования будет аналогичной, изображенной на рис. 4.13; смещение точки *A* вызовет только смещение точки *E* и перемещение главного золотника *1* и главного сервомотора *2*, восстанавливающего прежнюю частоту вращения путем закрытия клапанов турбины.

Представим себе теперь, что произошел быстрый сброс нагрузки. Тогда вместе с подъемом муфты регулятора (точка *A*) будет подниматься и золотник дифференциатора, а сервомотор *4* не будет успевать опускаться и выключать золотник *3* из-за быстротечности процесса. Таким образом, точка *E* рычага, определяющая работу главного золотника *1*, переместится вверх не только за счет перемещения муфты, но и вследствие перемещения в первый момент точек *B* и *D*. Следовательно, на золотнике *1* суммируются импульсы по скорости (подъем муфты) и по ускорению (подъем золотника дифференциатора).

По прошествии короткого времени точка *B* вернется на прежнее место, и сервомоторы займут положение, отвечающее статической характеристике, но импульс, полученный в момент сброса нагрузки, существенно увеличит быстродействие системы регулирования.

Конечно, организовать описанное суммирование импульсов можно не только с помощью механической системы, показанной на рис. 4.23, но и посредством гидравлических связей. Примеры этого приводятся ниже при рассмотрении конкретных систем регулирования.

4.2.8. Электрогидравлическая система регулирования

Использование импульсов по ускорению значительно повышает динамические качества системы регулирования, однако с ростом единичной мощности турбин этих сигналов оказывается недостаточно. Действительно, для того чтобы соответствующие механические устройства (сервомоторы) получили команду по этому импульсу при изменении частоты сети, вал турбоагрегата должен получить ускорение и изменить частоту вращения. Непосредственное использование электрического сигнала от генератора позволило бы получить гораздо большее быстродействие. Поэтому современные системы регулирования снабжают специальными электрическими приставками, задачей которых является быстрое формирование корректирующих (исправляющих) импульсов, ускоряющих реакцию системы регулирования турбины на изменение внешних условий.

Исполнительная часть системы регулирования (золотники и сервомоторы) по-прежнему остается гидравлической в силу ее надежности и быстродействия. Поэтому такую систему регулирования называют электрогидравлической. Ими оснащены практически все мощные современные турбины.

Электрическая часть системы регулирования имеет собственный электрический датчик частоты вращения, выполняемый в виде индукторного тахогенератора, т.е. генератора электрического тока небольшой мощности с возбуждением от постоянных магнитов, расположенного на валу турбины. Механический регулятор сохранен, но выполняет свои функции только в случае неисправности или отключения электрической части системы регулирования. Последняя содержит также датчики активной мощ-

ности генератора и давлений пара перед турбиной и в паропроводах промежуточного перегрева.

Электрическая часть выполняется в виде отдельных функциональных блоков: блоках удержания холостого хода при отключении генератора от сети после получения сигнала от блок-контактов; блоков корректоров, обеспечивающих дополнительное перемещение клапанов, которым компенсируется влияние объема паропроводов промежуточного перегрева; блока разгрузки турбины при снижении давления перед ней; блока быстродействующего ограничителя мощности, который быстро снижает нагрузку турбины при авариях в энергосистеме.

Электрические сигналы от всех этих блоков суммируются в магнитном усилителе, который воздействует на электрогидравлический преобразователь — устройство, преобразующее электрический импульс в гидравлический и вводящее последний в гидравлическую часть системы регулирования.

Электрическая часть системы регулирования позволяет легко изменить степень неравномерности статической характеристики: слабо — в области значительных нагрузок и сильно — в зоне холостого хода и малых нагрузок.

4.2.9. Регуляторы частоты вращения

В теплофикационных турбинах ЛМЗ используется быстроходный бесшарнирный упругий регулятор (рис. 4.24).

К валу турбины крепится траверса *1*, на которой закреплена упругая рамка *3*, выполненная из ленточной пружины. Рамка стянута пружиной *2*, на оси которой расположены грузы *5*. При вращении вала турбины грузы расходятся, преодолевая натяжение пружины и обеспечивая осевое перемещение отбойной пластины *4*, управляющей перемещением промежуточного золотника.

Бесшарнирный регулятор частоты вращения соединяют с валом турбины шлицевой муфтой, чтобы обеспечить свободное перемещение вала турбины при его тепловых расширениях без изменения расстояния (при одной и той же частоте вращения) между сливным соплом и отбойной пластиной. Иногда, однако, при износе или загрязнении шлицевого соединения в нем происходят заедания и возникают качания нагрузки на турбине.

В турбинах ТМЗ в качестве регулятора частоты вращения используется насос-регулятор [импеллер (см. рис. 4.8)], сигнал от которого поступает в мембранно-ленточную систему регулятора частоты вращения.

Мембранно-ленточная система (рис. 4.25, *а*) состоит из мембраны и жестко присоединенной к ней тонкой плоской ленты. При сборке регулятора ленту сжимают посредством нажимного винта так, чтобы она потеряла устойчивость (прогнулась в направлении от сопла). При работе регулятора малейшее изменение положения мембраны вследствие изменения давления приводит к почти в 10 раз большей деформации ленты, которая изменяет слив из сопла и в конечном счете — в импульсной линии. Регулятор частоты вращения имеет механизм

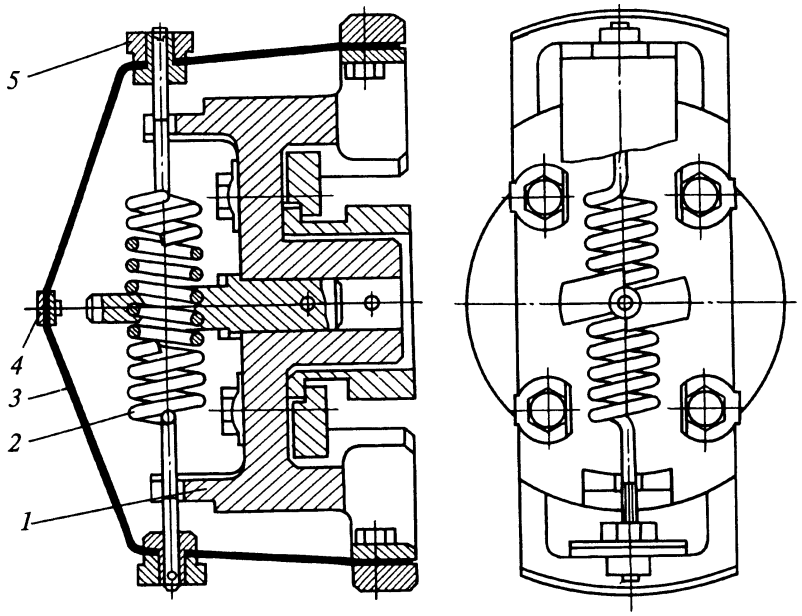


Рис. 4.24. Бесшарнирный быстроходный регулятор частоты вращения турбин ЛМЗ

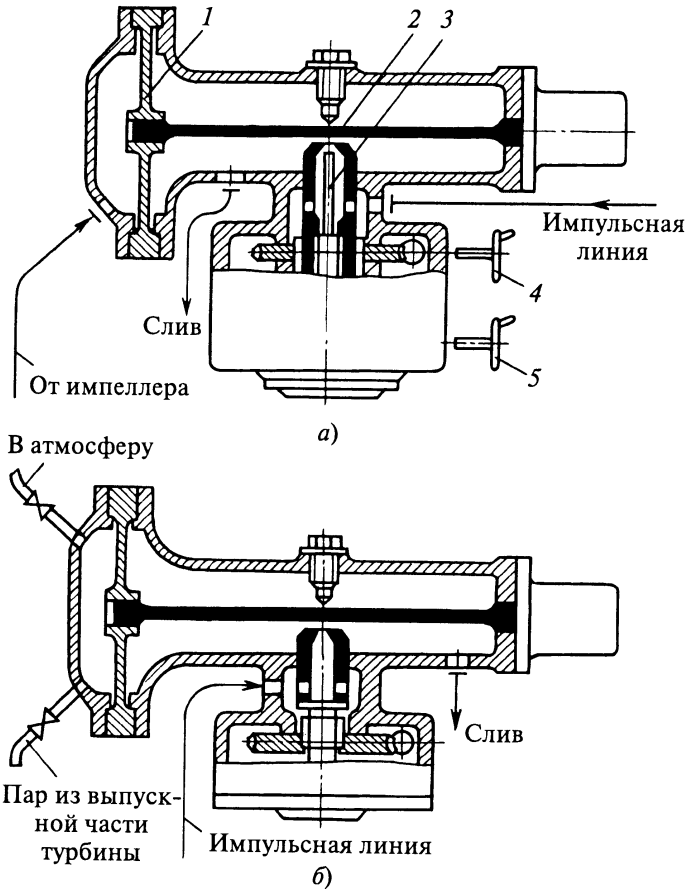


Рис. 4.25. Мембранно-ленточные регуляторы частоты вращения (*а*) и давления (*б*) ТМЗ
1 — мембрана; *2* — лента; *3* — сопло; *4* — механизм управления; *5* — ограничитель мощности

управления для изменения частоты вращения турбины при пуске (или изменении нагрузки при работе турбины по электрическому графику).

Регулятор давления (рис. 4.25, *б*) имеет конструкцию аналогичную конструкции регулятора частоты вращения: изменение давления пара в выходном патрубке приводит к деформации мембраны и прогибу ленты, изменяющей слив масла из сопла и, в конечном счете, — в линии *В* (см. рис. 4.17). Изменением положения сопла можно устанавливать желаемое противодавление в пределах регулирования. Регулятор давления снабжен специальным изодромным устройством, поддерживающим противодавление в пределах регулирования.

4.2.10. Золотник и сервомоторы

Как уже отмечалось, перестановочные силы регуляторов частоты вращения недостаточны для перестановки регулирующих клапанов турбины. Поэтому между регулятором и регулирующим клапаном устанавливают цепочку элементов-усилителей, каждый из которых состоит из золотника и сервомотора.

Золотники систем регулирования должны работать с минимально допустимым трением и максимальными надежностью и долговечностью. Трение приводит к нечувствительности системы регулирования и качаниям нагрузки в пределах степени нечувствительности.

На рис. 4.26 показана конструкция блока главный сервомотор — отсечной золотник. Поршень *1* сервомотора может передвигаться в корпусе при подаче масла в полость над или под ним (сервомотор двухстороннего действия). Поршень выполнен заодно с длинной уплотняющей втулкой, препятствующей заклиниванию поршня при боковых усилиях.

С помощью шарового шарнира к поршням крепится тяга, движение которой вверх или вниз обеспечивает перемещение регулирующих клапанов.

Поршень сервомотора неподвижен при нейтральном положении отсечного золотника, поршни которого в таком положении отсекают полости над и под поршнем сервомотора от масла, идущего под давлением от главного масляного насоса.

При смещении отсечного золотника вверх масло под давлением поступает под поршень. Одновременно полость над поршнем сообщается с областью низкого давления (сливом). Начинается движение поршня главного сервомотора и перемещения регулирующих клапанов.

Смещение главного сервомотора происходит при нарушении баланса сил, действующих на него. При восстановлении баланса золотник возвращается в исходное положение, «отсекая» поршень сервомотора в новом положении (при новом положении регулирующих клапанов) от подвода и слива масла. Движения поршня также прекращаются. Положение отсечного золотника определяется давлением масла под ним, которым управляют прямо или через усилитель (например, ленточный регулятор частоты вращения), а также конус обратной связи, восстанавливающий давление под золотником при движении поршня главного сервомотора.

При нормальной работе золотник вращается во взвешенном положении, практически не касаясь стенок. Вращение золотника обеспечивается подводом масла в его верхнюю полость через тангенциальные окна в буксе. Тем самым обеспечивается малая нечувствительность.

Поршни отсечного золотника выполнены с перекрышей по отношению к отверстиям в буксе (см. выноску *II* на рис 4.26), но имеют несколько пропилов. Это позволяет снять естественные пульсации масла и обеспечить устойчивую работу САР.

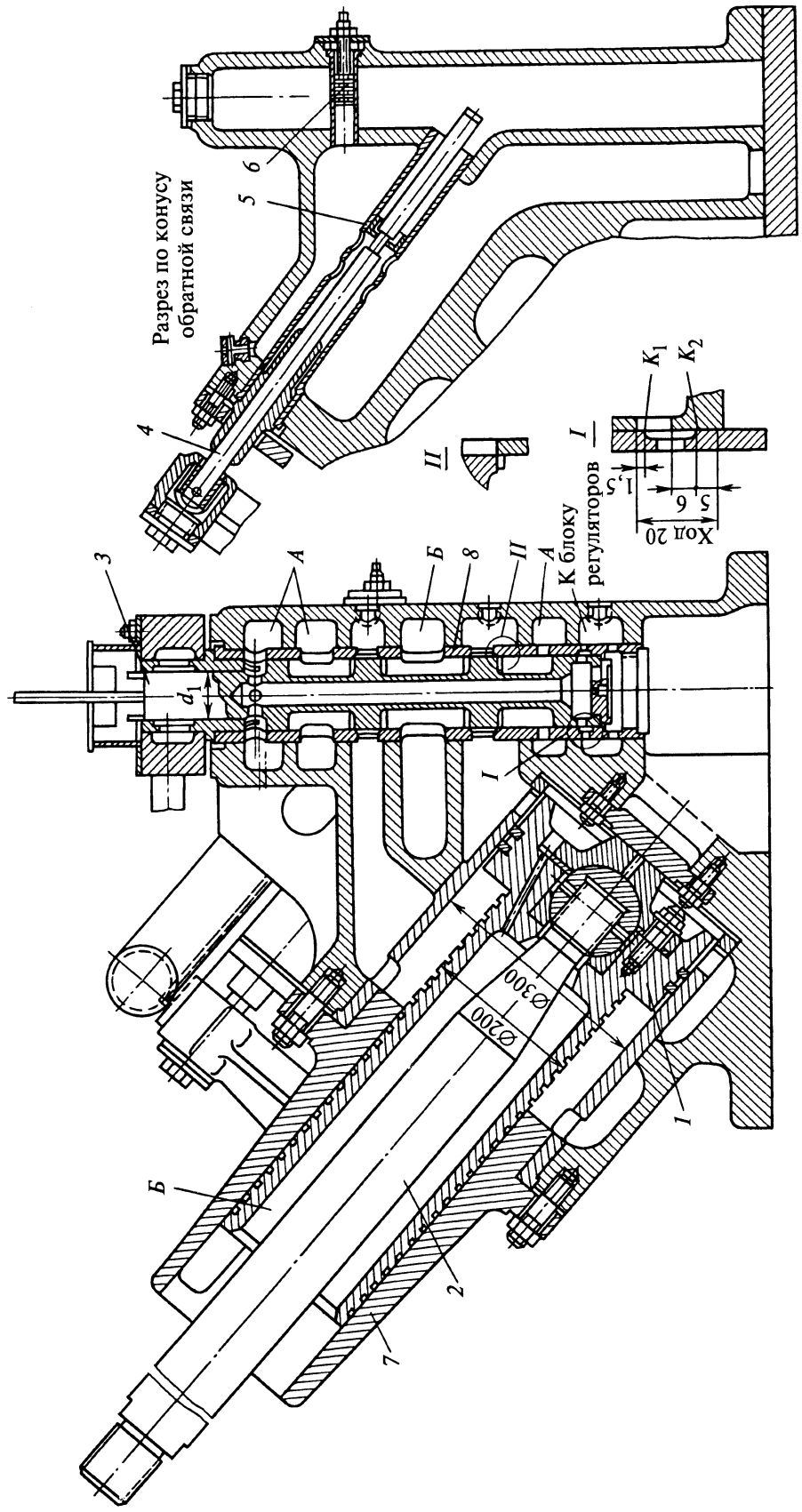


Рис. 4.26. Главный сервомотор регулирующих клапанов свежего пара и его отсечный золотник (турбина Т-100-12,8 ТМЗ)
1 — поршень сервомотора; *2* — шток (тяга) сервомотора; *3* — отсечной золотник; *4* — тяга обратной связи; *5* — дроссель обратной связи; *6* — настроечный дроссель; *7* — уплотняющая втулка; *8* — букса; *А* — подвод масла под давлением; *Б* — полосы слива масла в область низкого давления

4.2.11. Регулирующие клапаны и их привод

Регулирующие клапаны являются исполнительными органами системы регулирования. К ним предъявляются следующие требования.

1. От клапанов требуется исключительная надежность, так как они не только обеспечивают заданную нагрузку турбины, но и являются исполнительными органами одного из контуров защиты. При полном закрытии клапаны должны плотно прилегать к седлам во избежание разгона турбины при сбросах нагрузки. В корпусах клапанов не должны возникать высокие температурные напряжения, из-за которых пришлось бы ограничить скорость пуска и нагружения турбины.

2. При полном открытии потери давления в клапанах должны быть невелики, так как дросселирование пара приводит к снижению используемого теплоперепада турбины.

Для впуска пара в турбину в настоящее время используют только односедельные клапаны, которые могут обеспечить достаточно плотное прилегание к седлу при полном закрытии.

Для сохранения плотности клапана при возможных небольших перекосах его поверхность делают шарообразной. Тем не менее, даже в этом случае с течением времени появляются неплотности вследствие износа (эрозии) седла и чаши клапана струями пара при малых открытиях, когда скорости течения пара велики (критические или близкие к ним).

Седла клапанов имеют расширяющиеся клапаны (диффузоры), позволяющие на расчетном режиме частично восстановить давление пара перед проточной частью турбины. Это позволяет применять регулирующие клапаны небольшого сечения, что уменьшает усилия, действующие на них, и в ряде случаев облегчает их размещение. Конфигурация клапана и его седла выбирается такой, чтобы была обеспечена примерно линейная связь между подъемом клапана и расходом пара через него, что упрощает конструирование системы регулирования в целом. Кроме того, для устойчивой работы турбины на холостом ходу открытие первого клапана должно производиться при значительном его перемещении, но малом открытии и малом изменении степени открытия.

На рис. 4.27 показана типичная конструкция системы управления подводом пара с помощью от-

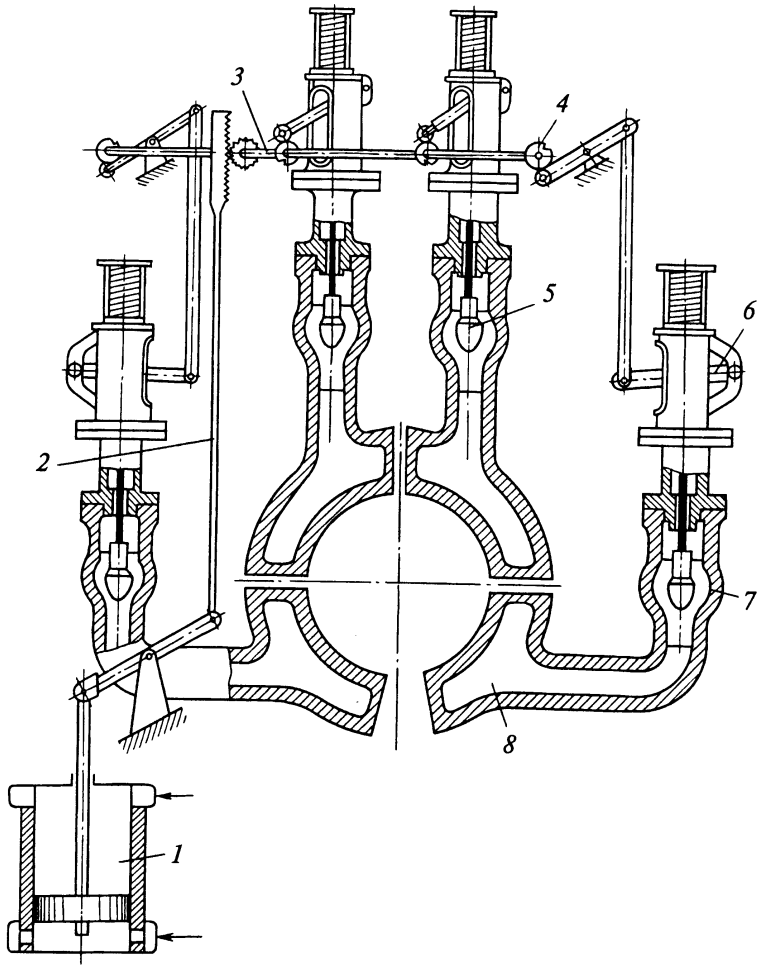
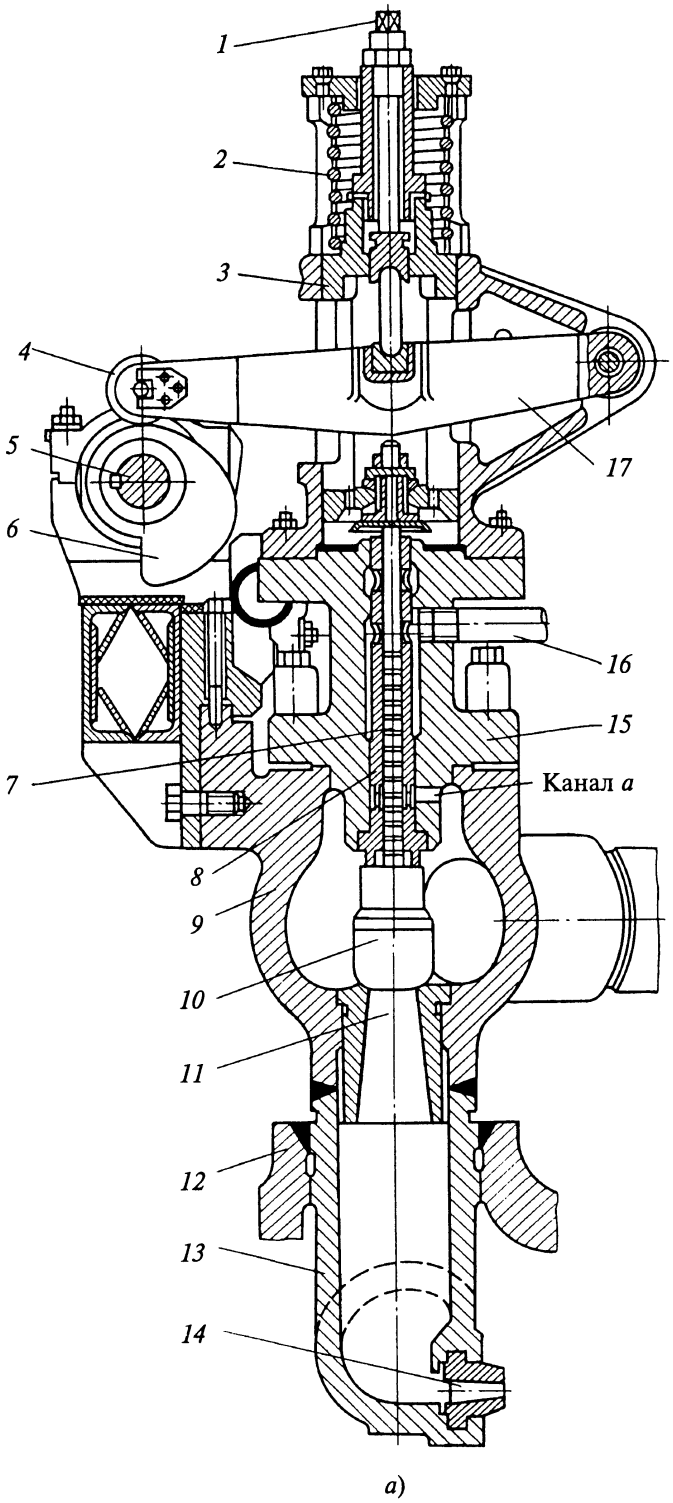
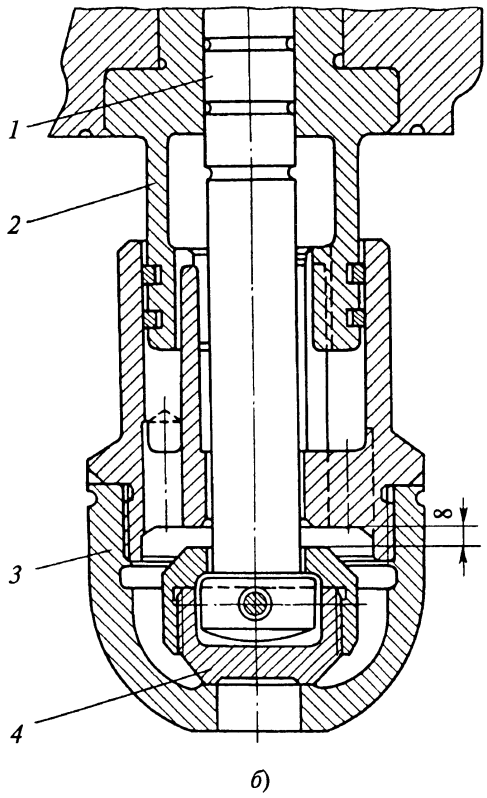


Рис. 4.27. Система парораспределения с отдельными клапанными коробками



а)



б)

Рис. 4.28. Разгруженный регулирующий клапан ЛМЗ

дельных регулирующих клапанов, направляющих пар к своим сопловым коробкам и управляемых одним сервомотором.

Регулирующие клапаны *5* установлены в корпусах клапанов *7*, из которых пар поступает к регулирующей ступени (в сопловые коробки *8*). Каждый клапан перемещается штоком и рычагами 6. Шток сервомотора *1* через систему рычагов, рейку *2* и зацепленное с ней зубчатое колесо вращает расположенный в подшипниках (не показанных на рис. 4.27) кулачковый вал *3*. Кулачные шайбы *4*, установленные на этом валу, при его вращении в определенной последовательности открывают регулирующие клапаны.

На рис. 4.28, *а* показана конструкция регулирующего клапана ЛМЗ, чаша которого подает пар из паровой коробки *9* через диффузор *11* в сопловую коробку *13*, вваренную в корпус турбины *12*, к соплам *14*. На кулачковом валу *5*, вращаемом сервомотором через реечную передачу, расположены кулачные шайбы 6 (по одной на клапан), перемещающие через ролик *4* приводной рычаг *17*. При перемещении рычага вверх он смещает вверх рамку *3*, к нижнему фланцу которой прикреплен шток *7*, перемещающийся внутри буксы *8*. На другом конце этого штока расположен клапан *10*, также поднимающийся кверху. При этом одновременно сжимается пружина *2*.

Собственно клапан показан на рис. 4.28, *б*. Внутри основного клапана *3* располагается разгрузочный клапан *4*. В начале открытия клапана перемещение штока *1* приводит к подъему разгрузочно-

го клапана; при этом давление внутри основного клапана мало отличается от давления за ним и происходит частичная разгрузка основного клапана. Затем, после подъема разгрузочного клапана на высоту около 8 мм, начинается подъем основного клапана вдоль уплотненной буксы *2*.

Конструкция клапана должна обеспечивать, как отмечалось выше, не только разгрузку при открытии или частичных нагрузках, но и плотное прилегание в закрытом состоянии. Для этого в крышке *15* (рис. 4.28, *а*) паровой коробки выполнен канал *а*, обеспечивающий полное давление внутри основного клапана при закрытом разгрузочном.

Клапан со штоком должен быть сконструирован так, чтобы на всех режимах направление силы, действующей на шток, позволяло ей растягивать шток. Это исключит его защемление при подъеме или опускании клапана. Кроме того, это даст возможность избежать пульсаций клапана при изменениях направления парового усилия. Для этой цели служат нажимной винт *1* (рис. 4.28, *а*) и пружина *2*, которая также позволяет компенсировать тепловое расширение штока *7* и рамки *3*, не допуская каких-либо зазоров, в пределах которых может происходить вибрация клапана.

Наконец, в некоторых аварийных ситуациях, когда сервомотор не сможет закрыть регулирующие клапаны (например, при выходе из строя насоса системы регулирования или разрыве маслопровода подачи масла к сервомотору), пружина *2* преодолеет сопротивление всех звеньев передаточного механизма и закроет регулирующие клапаны. Это предохранит турбину от разгона.

Между штоком и буксой клапана оставляют значительный радиальный зазор, достигающий 0,2—0,4 мм при относительно небольшом диаметре штока (40—60 мм). Это определяется, во-первых, тем, что при большой длине штока (до 1 м) его трудно выполнить идеально прямым; во-вторых, в зазоре происходит утечка пара вдоль штока. Для утилизации ее теплоты уплотнение штока трубопроводом *16* соединяют с подогревателем питательной воды.

Использование теплоты утечек часто производят в две ступени: вдоль штока осуществляют сразу два отсоса пара подобно тому, как это делают в концевых уплотнениях (см. § 2.14). Пар первого отсоса направляют в деаэратор, а второго — в эжекторный холодильник, в котором давление меньше атмосферного. Такая схема позволяет полностью избежать утечек пара в машинный зал.

Регулирующие клапаны современных мощных турбин, в частности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, как правило, выполняют в комбинации со стопорными клапанами и с индивидуальными сервомоторами.

4.3. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

4.3.1. Необходимость защиты турбины

Нормальная работа турбины обеспечивается системой регулирования при условии удовлетворительного состояния всех элементов. Однако как в системе регулирования, так и в самой турбине и даже вне ее могут возникнуть и различного рода неисправности, в некоторых случаях настолько серьезные, что может потребоваться немедленное прекращение подачи пара в турбину, а иногда и отключение генератора от сети. Кроме того, турбина работает в комплексе с такими сложными агрегатами, как котел, конденсатор, регенеративные и сетевые подогреватели, а через электрический генератор турбина связана с электрической сетью. Сложность этих агрегатов также не исключает возможности нарушения их работы, что может создать угрозу для турбины.

Поэтому паровая турбина оснащается системой защиты, автоматически предохраняющей ее от разрушения при различного рода неполадках как в ней самой, так и в элементах связанного с ней оборудования ТЭС.

Необходимость в немедленном прекращении подачи пара в турбину возникает при:

1) увеличении частоты вращения сверх допустимой;

2) недопустимом осевом сдвиге ротора относительно статора;

3) снижении давления масла в системе смазки ниже предельно допустимого уровня:

4) недопустимом повышении давления в конденсаторе;

5) недопустимом изменении импульсного давления в САР;

6) отклонении температуры свежего пара от допустимых пределов;

7) недопустимом снижении уровня масла в масляном баке;

8) недопустимом повышении давления в паровом пространстве сетевых подогревателей;

9) недопустимом повышении уровня конденсата греющего пара;

10) недопустимом повышении уровня конденсата в деаэраторе;

11) недопустимом повышении вибрации подшипников турбины.

Кроме перечисленных, имеются защиты по работе электрического генератора.

Для предупреждения тяжелых последствий перечисленных явлений в любой турбине предусмотрена автоматическая защита.

На работающей турбине может возникнуть аварийное положение при бездействии соответствующей защиты. В этом случае турбина должна быть остановлена с помощью автомата безопасности, установленного на валу турбины, с возможностью воздействия на него как у самой турбины, так и на местном или дистанционном щите управления. Впрочем, необходимо заметить, что доля автоматизированных защит постоянно увеличивается.

Каждая из защит турбины работает так, что при выходе параметра, по которому производится защита, в область недопустимых значений подача пара прекращается и не может возобновиться автоматически даже в том случае, если параметр вернется к нормальному значению. Турбина может быть пущена персоналом только после выяснения причин срабатывания защиты и при уверенности в безопасности пуска.

4.3.2. Исполнительные органы системы защиты

Исполнительными органами системы защиты являются стопорные и обратные клапаны.

Каждая турбина снабжается одним или несколькими стопорными клапанами, расположенными перед регулирующими клапанами. Стопорные клапаны должны быстро и надежно сработать для прекращения подачи свежего пара в турбину. При этом в блочных установках пар, выработка которого котлом не может быть прекращена мгновенно, направляется через быстродействующую редукционно-охладительную установку (БРОУ) в конденсатор или через предохранительные клапаны, расположенные на паропроводе, в атмосферу.

Для турбин с промежуточным перегревом пара отключение паропроводов только свежего пара недостаточно, так как некоторое время пар будет поступать из паропроводов промежуточного перегрева в ЦСД и разгонять турбину. Поэтому непосредственно перед ЦСД или прямо на его корпусе устанавливают стопорные клапаны, отсекающие пар промежуточного перегрева от ЦСД. Перед стопорными клапанами ЦСД располагают сбросные клапаны, направляющие пар из системы промежуточного перегрева в конденсатор.

Однако и этой защиты от поступления пара в турбину недостаточно, так как пар в нее может проникать из паропроводов регулируемых отборов и из регенеративных подогревателей. Такое положение возникает при закрытии стопорного клапана и быстром падении давления внутри турбины; тогда в регенеративных подогревателях происходит вскипание конденсата греющего пара, который устремляется в турбину. Поэтому на трубопроводах отбора устанавливают обратные клапаны, часто с принудительным закрытием посредством сервомоторов, которые получают импульс от концевых выключателей, установленных на стопорных клапанах и подающих сигнал при почти полном их закрытии.

Особую опасность для теплофикационных турбин представляют регулируемые отборы пара. Промышленный отбор пара высокого давления на ТЭЦ часто осуществляется из отборов параллельно работающих турбин в один общий коллектор отбора. В этом случае при отключении турбины такой коллектор играет роль источника пара для группы ступеней турбины от регулируемого отбора до конденсатора или сетевого подогревателя. Поэтому такие отборы в обязательном порядке снабжаются обратными клапанами с принудительным закрытием.

Современные теплофикационные турбины обычно имеют два последовательно включенных по сетевой воде подогревателя сетевой воды, пар к которым поступает из камер перед и за переключаемым отсеком (см. рис. 3.3). После переключаемого отсека устанавливаются регулирующая диафрагма или регулирующие клапаны ЦНД, которые играют роль первого контура защиты от разгона, не допуская пар в ЦНД. Тем не менее, даже при быстром закрытии этих клапанов при аварийном режиме подогреватель сетевой воды, в который раньше поступал пар из камеры перед переключаемым отсеком (верхний сетевой подогреватель) может стать источником пара, образующегося из вскипающего конденсата, а нижний сетевой подогреватель — конденсатором. Поток пара через переключаемый отсек может разогнать турбину (при отключении генератора от сети). Поэтому линии отбора пара к верхнему подогревателю сетевой воды снабжают обратными клапанами с принудительным закрытием, а линии к нижнему подогревателю сетевой воды оставляют без защиты, надеясь на быстроту закрытия диа-

фрагмы. Конечно, при этом учитывается, что потенциальная энергия теплофикационных отборов, где давление пара не превышает 0,2 МПа, существенно меньше, чем отборов высокого давления.

На рис. 4.29 показан стопорный клапан, устанавливаемый на турбинах ТМЗ с начальным давлением 12,8 МПа.

Корпус клапана сваривается из двух литых частей, что обеспечивает их высокое литейное качество. Пар от котла подводится по горизонтальному патрубку. Со стороны, противоположной входу пара, устанавливается вертикальное ребро, препятствующее появлению горизонтального вихря, возбуждающего изгибные колебания штока клапана и способствующего его усталостному разрушению. Пар из стопорного клапана направляется к корпусам регулирующих клапанов по перепускным трубам. Таким образом, стопорный клапан перепускными трубами присоединяется к турбине. Как мы уже знаем (см. § 3.11), при пуске турбины ее корпус расширяется от фикспункта, расположенного в зоне выхода отработавшего пара, в сторону переднего подшипника вместе с перепускными трубами. Корпус стопорного клапана закрепляют на специальной гибкой конструкции, давая холодный монтажный натяг перепускным трубам (растяжка перепускных труб в холодном состоянии). После прогрева корпуса турбины и его теплового перемещения по фундаментным рамам натяг исчезает и не возникает усилий со стороны перепускных труб, препятствующих свободному расширению турбины по фундаментным рамам.

Клапан выполнен разгруженным: при движении сервомотора (на рис. 4.29 не показан) шток открывает сначала небольшой разгрузочный клапан, а затем — основной клапан. Для исключения возможности попадания сварочного грата и посторонних предметов в стопорный и регулирующие клапаны и проточную часть турбины в корпусе клапана установлено паровое сито. Для привода штока стопорного клапана используют автоматический затвор — комбинацию сервомотора и отсечного золотника.

На рис. 4.30 показан так называемый клапан автоматического затвора — блок сервомотора, золотника и привода штока клапана. Сервомоторы стопорных клапанов выполняют пружинными, односторонними: масло подается только с одной стороны поршня для его взведения. При срабатывании защиты давление масла под поршнем сервомотора резко уменьшается, и пружина сажает клапан на седло.

Перед пуском турбины пружины сервомотора находятся в распрямленном состоянии, его поршень занимает крайнее нижнее положение, определяемое упором чаши стопорного клапана на свое седло (см. рис. 4.29). При этом пружина отсечного золотника также находится в свободном состоянии, сам золотник занимает верхнее положение, и полость под поршнем соединена с полостью слива.

При подаче масла под давлением в полость над золотником последний начнет перемещаться вниз, растягивая свою пружину и перекрывая сливные отверстия поршнем золотника *7*. Затем масло под давлением от насосов начнет поступать под поршень, заставляя последний подниматься и сжимать пружину. При перемещении штока сервомотора вверх перемещается рамка, состоящая из двух траверс и двух вертикальных тяг (не попавших в разрез на рис. 4.30). В центре нижней траверсы расположен шаровой шарнир, которым крепится шток стопорного клапана.

Таким образом, движение сервомотора вверх обеспечивает открытие стопорного клапана. При этом рычаг обратной связи будет опускать золотник, отсекая полость под поршнем сервомотора от масла под давлением. Когда поршень сервомотора дойдет до верхнего упора, и часть штока увеличенного диаметра достигнет крышки пружинного сервомотора, действие обратной связи прекратится. При дальнейшем повышении давления золотник будет продолжать перемещаться вниз, растягивая пружину, до тех пор, пока его верхний буртик не достигнет упора (о буксу золотника). При этом отсечной золотник будет находиться в чуть открытом состоянии, подавая масло под давлением под поршень сервомотора и удерживая стопорный клапан в открытом состоянии.

При быстром снижении давления над отсечным золотником его растянутая пружина подтягивает золотник вверх, соединяя полость под поршнем сервомотора со сливом. Пружины сервомотора быстро закрывают стопорный клапан, прекращая подачу пара в турбину. Следует подчеркнуть, что в случае закрытия стопорного клапана управление им, т.е. давлением импульсного масла, организовано так, что необходимы специальные операции для его взведения. Это исключает случайное открытие стопорного клапана и разгон турбины.

Непрерывная работа турбины может продолжаться несколько месяцев. В это время стопорный клапан находится в неподвижном состоянии и поэтому нет гарантий в его закрытии в случае аварий-

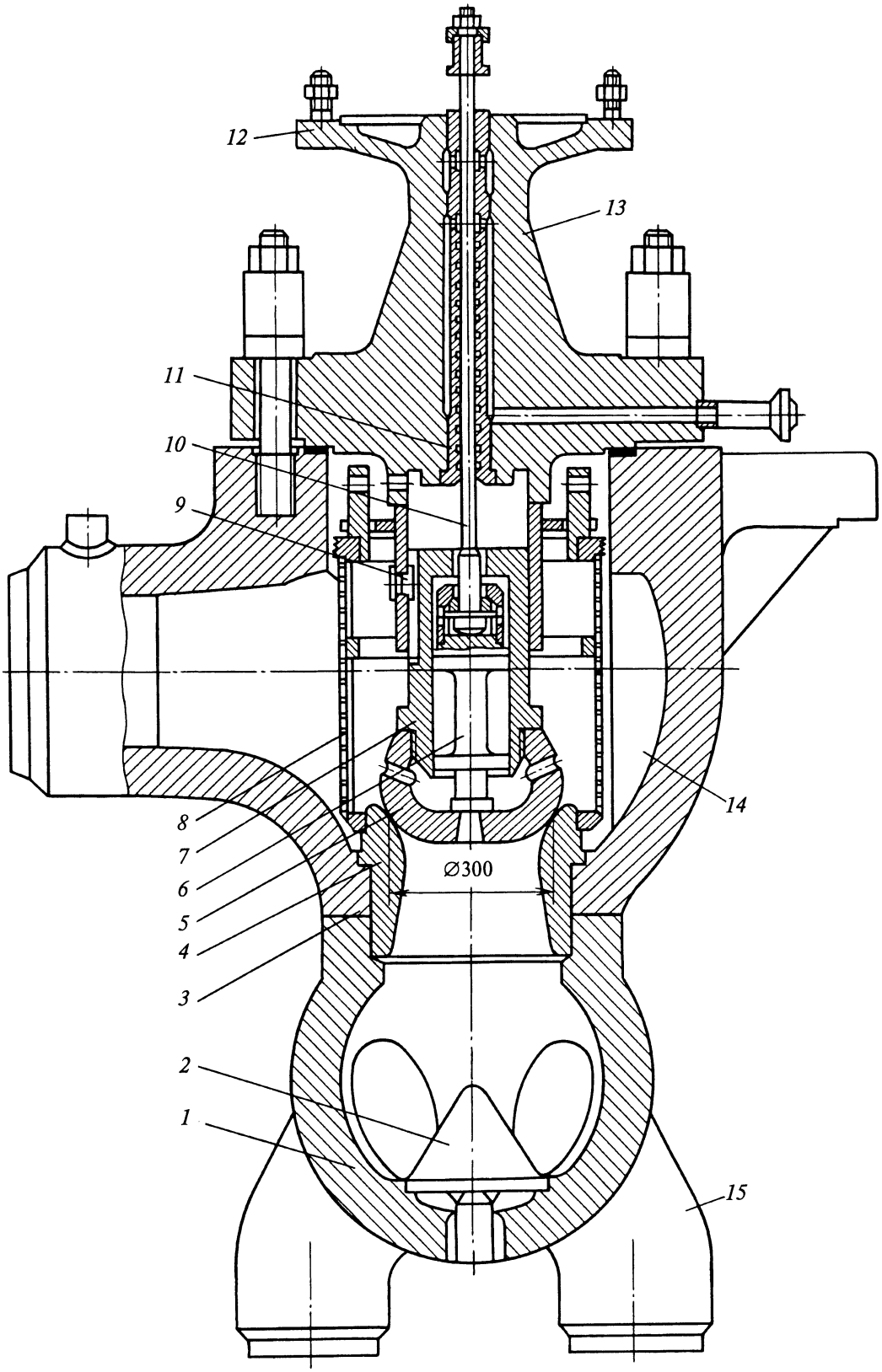


Рис. 4.29. Стопорный клапан турбин ТМЗ без промперегрева

1 — нижняя часть корпуса клапана; *2* — обтекатель; *3* — верхняя часть корпуса клапана; *4* — седло чаши клапана; *5* — чаша основного клапана; *6* — разгрузочный клапан; *7* — стакан; *8* — паровое сито; *9* — шпонки, удерживающие чашу клапана от вращения; *10* — шток; *11* — букса; *12* — фланец крепления автоматического затвора клапана; *13* — крышка корпуса стопорного клапана; *14* — ребро, разрушающее окружной вихрь; *15* — патрубок для присоединения перепускной трубы

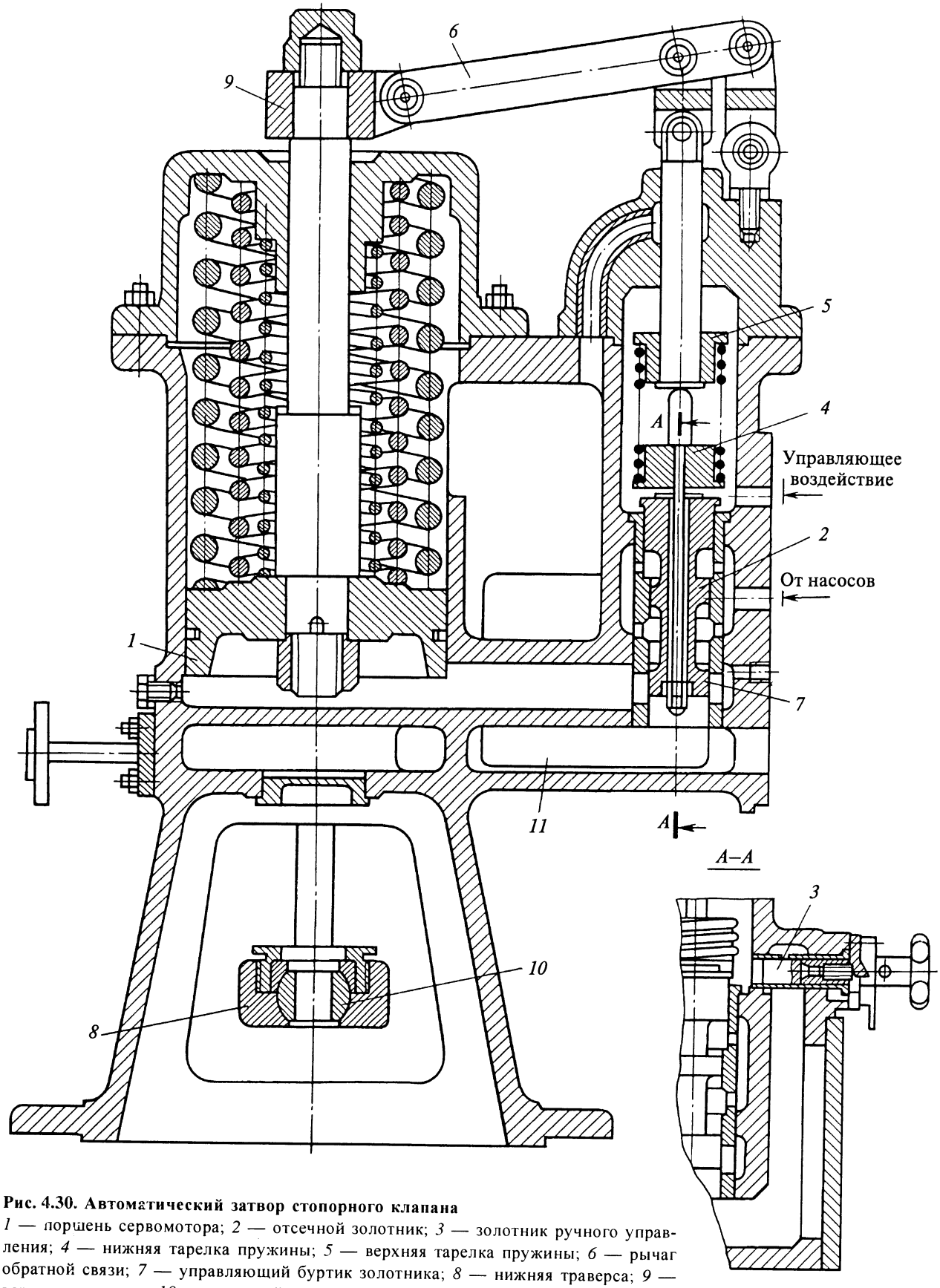


Рис. 4.30. Автоматический затвор стопорного клапана

1 — поршень сервомотора; *2* — отсечной золотник; *3* — золотник ручного управления; *4* — нижняя тарелка пружины; *5* — верхняя тарелка пружины; *6* — рычаг обратной связи; *7* — управляющий буртик золотника; *8* — нижняя траверса; *9* — верхняя траверса; *10* — шаровой шарнир для крепления верхнего конца штока стопорного клапана; *11* — полость слива

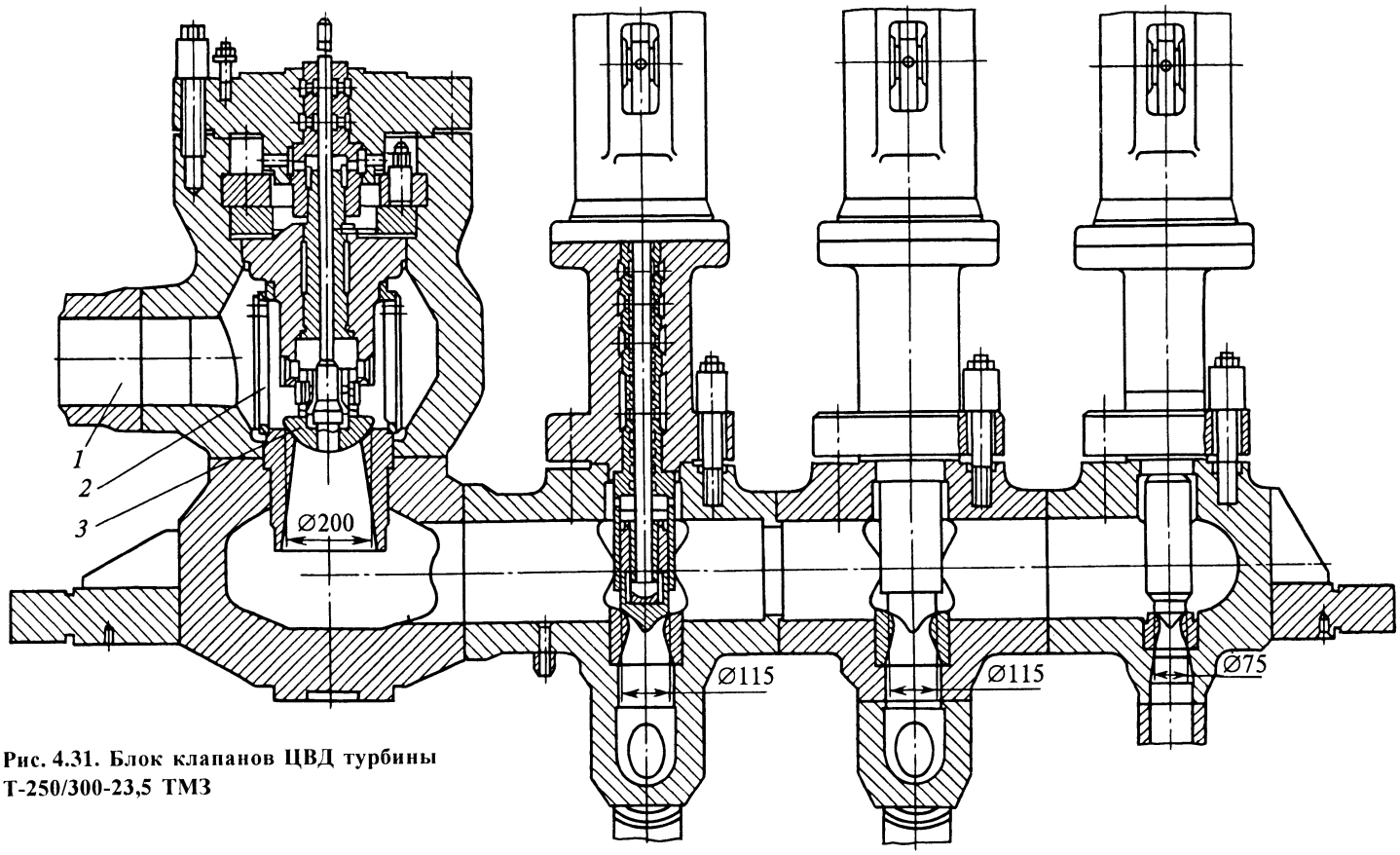


Рис. 4.31. Блок клапанов ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

ной ситуации. Поэтому прибегают к систематическому перемещению (*расхаживанию*) золотника и сервомотора путем уменьшения и увеличения давления над золотником с помощью золотника *3* ручного управления.

Как уже указывалось, стопорные и регулирующие клапаны часто конструктивно выполняют в едином блоке, который устанавливают рядом с турбиной. На рис. 4.31 показан блок клапанов, используемых для турбин Т-250/300-23,5 ТМЗ. Подвод пара к турбине осуществляется с помощью двух одинаковых блоков, располагаемых по обеим сторонам турбины. Пар из котла подводится к патрубку *1*, проходит паровое сито *2*, препятствующее попаданию в блок клапанов и турбину посторонних предметов, и поступает к стопорному клапану *3*. При этом сначала открывается разгрузочный, а затем основной стопорный клапан. Пар поступает в паровую коробку, в которой расположены три регулирующих клапана. Перемещение регулирующих клапанов каждого блока осуществляется одним сервомотором и кулачковым валом (см. рис. 4.27)

Блок клапанов лапами устанавливается на сварную конструкцию и свободно расширяется на ней.

На рис. 4.32 представлен стопорно-регулирующий клапан турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, устанавливаемый перед ЦСД и служащий главным образом для уменьшения динамического заброса частоты вращения при сбросе нагрузки и отключении генератора от сети. Клапан имеет одно общее седло, на противоположных сторонах которого установлены стопорный и регулирующий клапаны, перемещаемые своими сервомоторами. Пар из промежуточного пароперегревателя котла поступает через паровое сито в корпус стопорного клапана, проходит последовательно стопорный и регулирующий клапаны и из паровой коробки регулирующего клапана поступает в корпус ЦСД.

Клапан, устанавливаемый на паропроводе отбора, выполняют одновременно и обратным, и защитным. На рис. 4.33 показано положение клапана в закрытом состоянии, когда в полость над поршнем подан конденсат из напорной линии конденсатных насосов. При этом шток клапана опускается вниз, и тарелка клапана садится на седло. При снятии давления конденсата пружина переместит клапан вверх, однако при этом тарелка останется на месте до тех пор, пока кинетическая энергия поступающего пара не повернет тарелку и

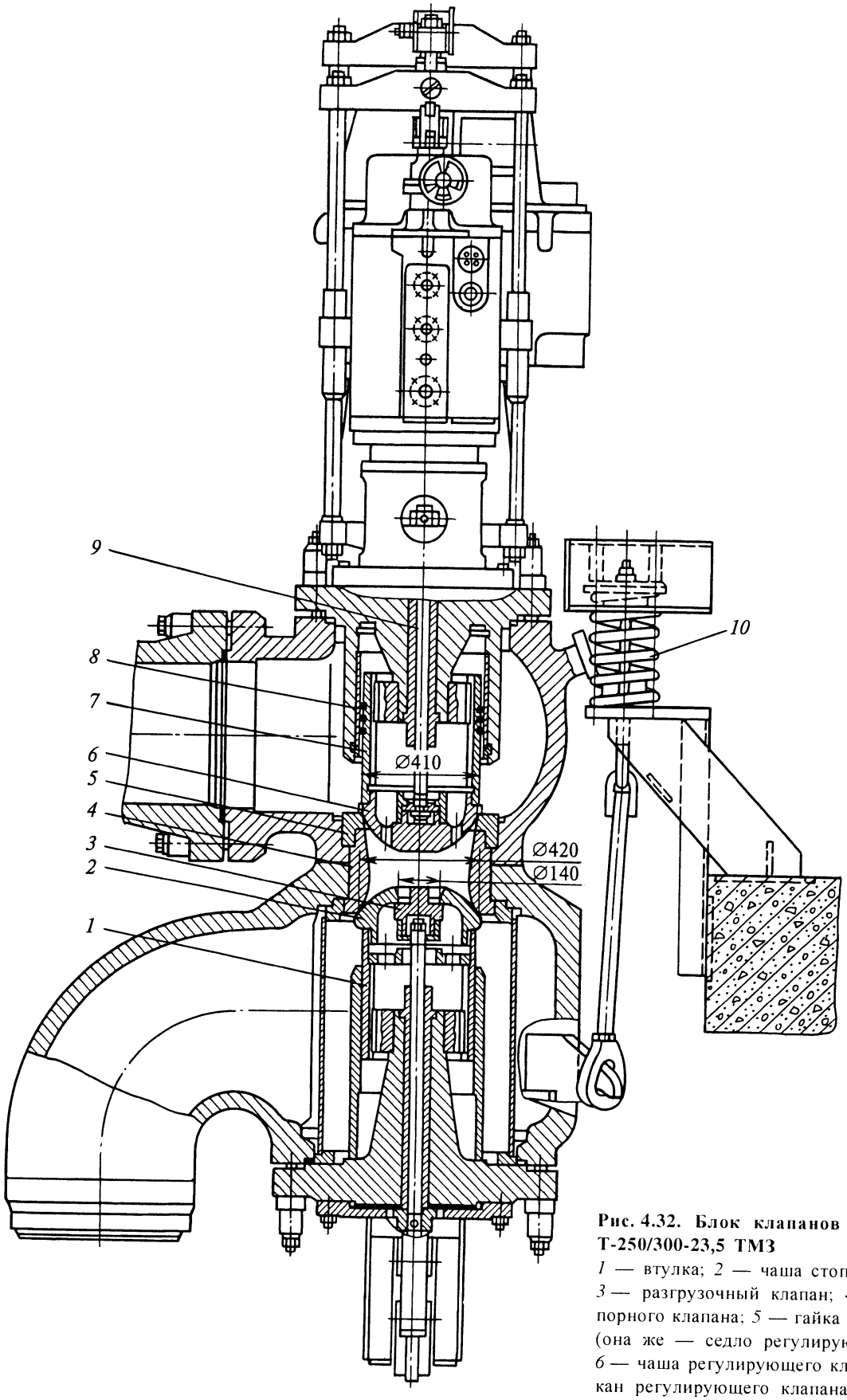


Рис. 4.32. Блок клапанов ЦСД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — втулка; *2* — чаша стопорного клапана; *3* — разгрузочный клапан; *4* — седло стопорного клапана; *5* — гайка крепления седла (она же — седло регулирующего клапана); *6* — чаша регулирующего клапана; *7* — стакан регулирующего клапана; *8* — поршневые кольца; *9* — шток регулирующего клапана; *10* — пружины подвески

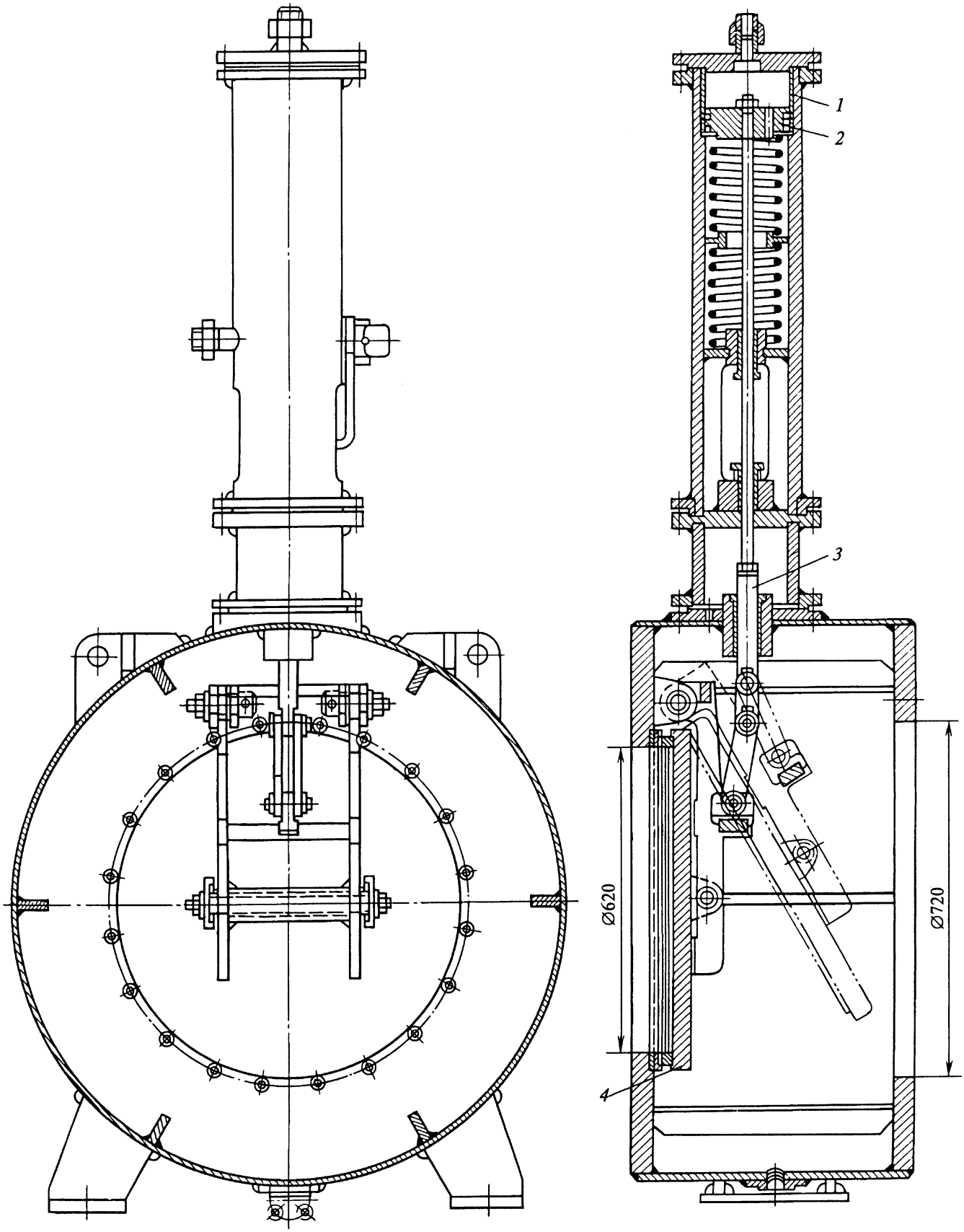


Рис. 4.33. Обратный клапан паропроводов отбора
1 — втулка; *2* — поршень; *3* — шток; *4* — тарелка

не откроет клапан до положения, указанного на рисунке штрих-пунктирной линией.

В случае обратного потока пара или воды последний увлечет тарелку клапана и посадит ее на седло, отсекая проход для пара. При этом положение поршня *2* не будет иметь никакого значения. При закрытии стопорных клапанов турбины или отключении генератора от сети подается сигнал на соленоидный клапан, подающий силовой конденсат в полость над поршнем и принудительно закрывающий обратный клапан, не допуская пар из обратного паропровода в турбину.

4.3.3. Защита турбины от разгона

Разгон турбины сверх допустимой частоты вращения турбоагрегата может произойти по двум основным причинам: либо при нарушении связей (муфт) между отдельными валами турбогенератора, когда с какого-либо из валов снимается нагрузка, либо при отключении электрического генератора от сети.

Первая причина должна быть, безусловно, исключена при всех обстоятельствах путем правильного выбора размеров и сборки муфт.

Вторая причина в практике эксплуатации действует достаточно часто, поэтому турбоагрегат и его системы регулирования и защиты должны быть выполнены с учетом такой возможности.

Система защиты турбины от разгона так же, как и любая система регулирования, состоит из датчика, промежуточных звеньев и исполнительных органов.

Датчиком системы является автомат безопасности.

На рис. 4.34 показана конструкция автомата безопасности ЛМЗ, который с помощью фланца крепится к валу турбины и располагается в корпусе переднего подшипника турбины. Основными деталями автомата являются два одинаковых бойка (дублирование увеличивает надежность защиты), расположенных в радиальных сверлениях. Центры тяжести бойков смещены относительно оси вращения так, что центробежные силы стремятся выдвинуть бойки из сверлений, чему препятствуют сжатые пружины.

С помощью гайки *1* пружины автомата затягивают с таким расчетом, чтобы центробежная сила бойка преодолела усилие пружины при частоте вращения на 10—12 % больше номинальной. При кон-

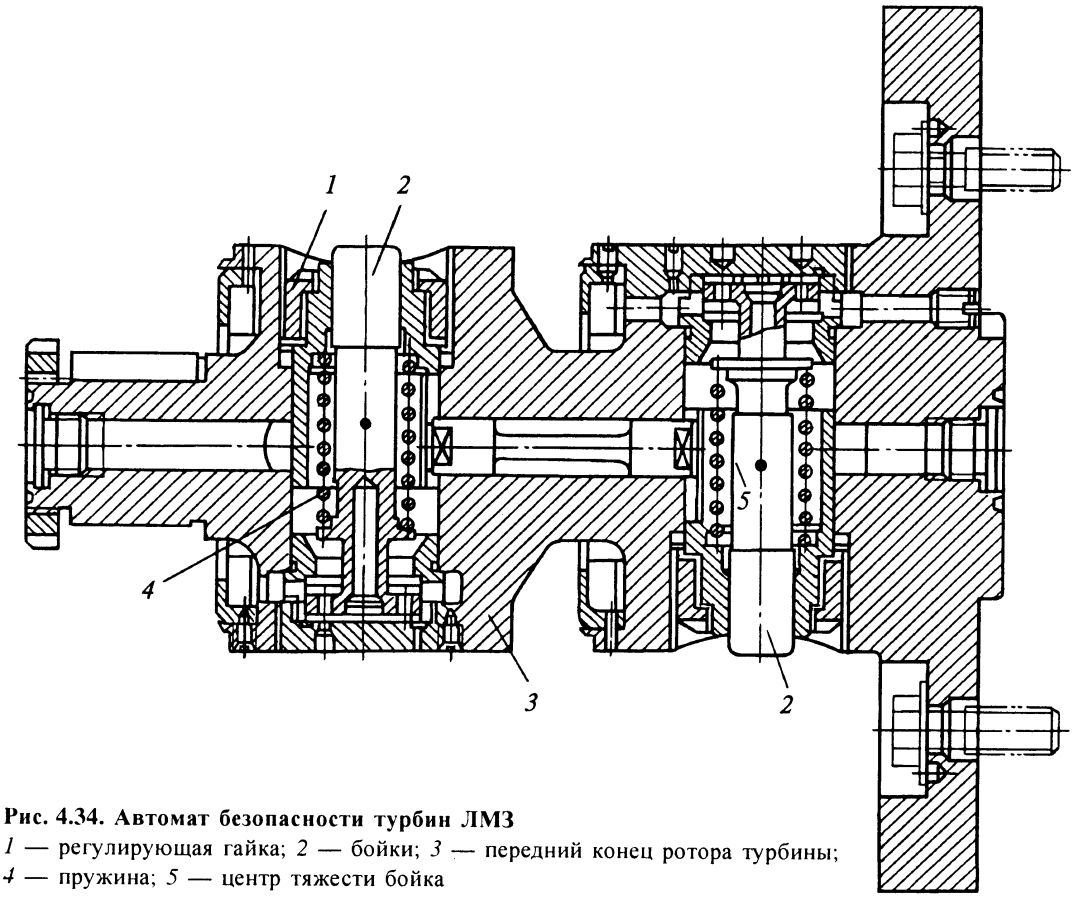


Рис. 4.34. Автомат безопасности турбин ЛМЗ
1 — регулирующая гайка; *2* — бойки; *3* — передний конец ротора турбины; *4* — пружина; *5* — центр тяжести бойка

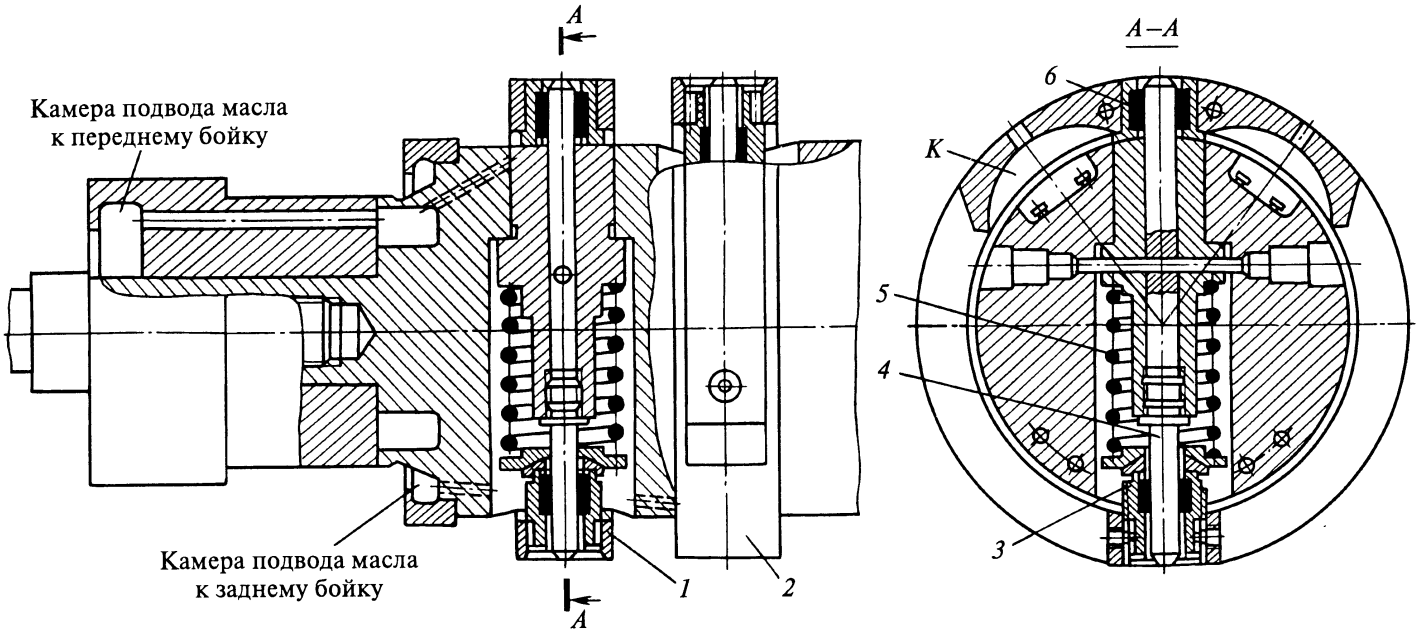


Рис. 4.35. Кольцевой автомат безопасности турбин ТМЗ
1, 2 — кольцевые бойки; *3* — натяжная гайка; *4* — стержень; *5* — пружина; *6* — втулка; *К* — карманы для заполнения маслом при испытаниях автомата безопасности без увеличения частоты вращения

струировании автомата безопасности размеры бойка и смещение его центра масс, а также жесткость пружины подбирают так, чтобы при радиальном смещении бойка его центробежная сила росла быстрее, чем сопротивление пружины, вызываемое ее дополнительным сжатием. Это происходит на частоте срабатывания к практически мгновенному смещению бойка, выступающий конец которого используется для включения системы защиты.

В другой, тоже очень распространенной конструкции предохранительный выключатель имеет вместо пальца эксцентричное кольцо, удерживаемое в определенном положении пружиной: при увеличении частоты вращения, кольцо смещается по радиусу и отбрасывает выключающийся рычаг. На рис. 4.35 показан сдвоенный предохранительный выключатель кольцевого типа турбины ТМЗ. Каждый выключатель состоит из кольца, имеющего смещенный с оси вращения центр масс и пружины. Пока частота вращения турбины меньше 55 1/с, кольцо удерживается силой пружины в таком положении, что его внешняя окружность оказывается концентричной с окружностью вала. При частоте вращения, равной 55 1/с, центробежная сила кольца преодолевает силу пружины, и кольцо смещается на 8 мм в направлении утяжеленной стороны.

На рис. 4.36 показана принципиальная схема защиты от разгона турбины с промежуточным перегревом пара с некоторыми элементами, используемыми в системах регулирования турбины ЛМЗ.

Датчиком системы защиты является сдвоенный бойковый автомат безопасности *15* (на рисунке показан только один боек). При вылете хотя бы одного из бойков рычаг *11* поворачивается под действием выдвинутого бойка, ударяя противоположными концами по так называемым предвключенным золотникам *16*, расположенным внутри основных золотников *17* блока золотников автомата безопасности.

При нормальной частоте вращения золотники *17* находятся в крайнем верхнем положении в силу того, что при прижатии золотника к острым кромкам, расположенным на корпусе, усилие, действующее на золотник в полости *А*, больше, чем усилие в полости *В*; при этом через средние окна буксы блока золотников обеспечивается подвод масла от насоса *1* по напорному трубопроводу *2* к золотникам *5* и *7* сервомоторов стопорных клапанов *6* и *8* соответственно ЦВД и ЦСД. Нижние кромки золотников *17* при нормальной частоте вращения отсекают импульсную линию золотников *10* и *18*, не мешая работе систем регулирования и управления.

При смещении предвключенных золотников *16* вниз открывается слив из камеры *А*, давление в ней падает, что приводит к немедленному переходу золотников *17* в крайнее нижнее положение. В свою очередь это приводит не только к прекращению подвода масла от насоса *1* к золотникам стопорных кла-

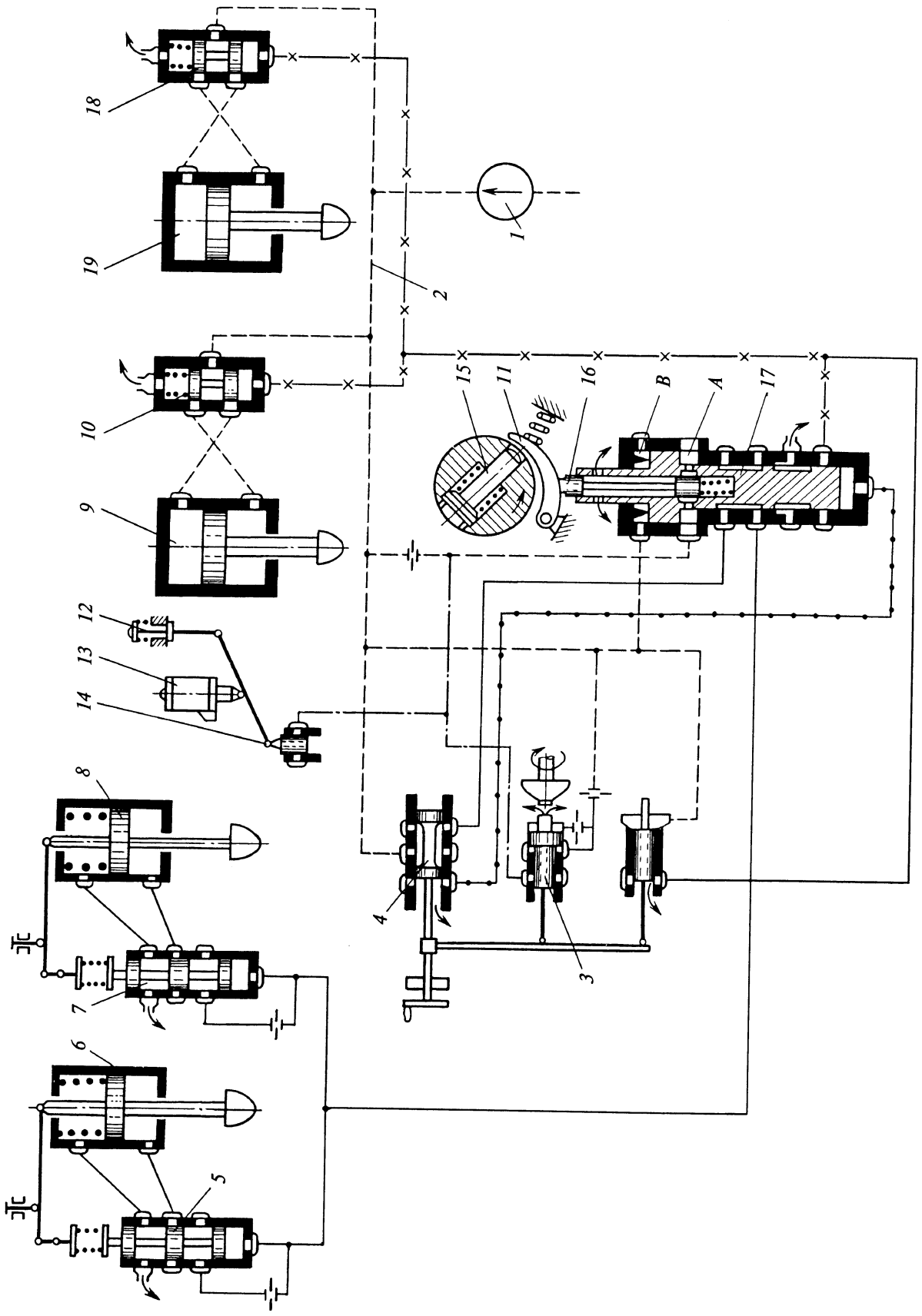


Рис. 4.36. Принципиальная схема защиты турбины от разгона

панов ЦВД и ЦСД, но и к сообщению их со сливом. Золотники смещаются вниз, открывая этим слив масла из-под поршней стопорных клапанов ЦВД и ЦСД и обеспечивая их посадку под действием пружин.

Одновременно с подачей импульса на смещение золотников *7* и *5* подается импульс на золотники *10* и *18*, которые вызывают посадку регулирующих клапанов *9* и *19* ЦВД и ЦСД.

Таким образом, срабатывание бойков автомата безопасности вызывает закрытие и стопорных, и регулирующих клапанов, что увеличивает надежность отсечки турбины от паропроводов.

При уменьшении частоты вращения бойки автомата безопасности и рычаги *11* вернутся в прежнее положение. Однако восстановления давления под золотником и, следовательно, открытия каких-либо клапанов не произойдет, так как золотники *17* автомата безопасности не могут без вмешательства машиниста турбины сместиться вверх. Смещение золотников автомата безопасности в крайнее верхнее положение может осуществить только машинист, перемещая золотник управления *4* влево и тем самым подавая масло от насоса под золотник *17*. После смещения золотника *17* в крайнее верхнее положение, в котором он уже будет удерживаться давлением масла в полости *А*, золотник управления *4* можно вернуть в прежнее положение.

Автомат безопасности, как указывалось выше, настраивается на частоту вращения, на 10—12 % превышающую номинальную. Однако, как это ни маловероятно, может оказаться, что автомат безопасности не сработает или его срабатывание задержится. Поэтому в системе защиты имеется еще один контур защиты. При повышении частоты вращения до 114—115 % номинальной грузики регулятора частоты вращения расходятся настолько, что позволяют золотнику *3* сдвинуться вправо до такой степени, чтобы открылись окна буксы золотника, обеспечивая такое же уменьшение давления в камере *А* золотника регулятора автомата безопасности, как и при срабатывании его бойков.

У персонала может возникнуть необходимость быстро остановить турбину, иногда даже по причине, не связанной с ее работой (например, при возникновении пожара на соседнем энергоблоке). Для этого систему зашиты снабжают кнопкой *12*, нажатие которой обеспечивает точно такую же посадку золотника автомата безопасности, как и в случае разгона турбины.

Прекратить подачу пара в турбину можно и с блочного щита управления, подавая ток на электромагнитный выключатель *13*, который перемещает золотник *14*.

Выше отмечалось, что турбина снабжается еще целым рядом защит: от падения давления смазки, от повышения и понижения температуры свежего пара и т.д. Электрический импульс от этих защит вводится в электромагнитный выключатель *13*, срабатывающий так же, как и при дистанционном отключении турбины кнопкой с блочного щита управления.

В этот же выключатель вводятся сигналы на отключение турбины при нарушении нормальной работы другого технологического оборудования блока: при внутренних повреждениях в генераторе, повышении уровня конденсата в подогревателях высокого давления, нарушении охлаждения статора генератора, остановке котла и т.д.

4.3.4. Защита турбины от осевого сдвига ротора

При чрезмерном осевом сдвиге ротора возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные, приводящие к разогреву и тепловым деформациям соприкасающихся деталей. Это в свою очередь вызывает разбалансировку ротора, усиленную вибрацию турбины и прогрессирующее развитие задеваний вплоть до полного ее разрушения.

В качестве импульса для работы системы защиты по осевому сдвигу служит значительное перемещение гребня упорного подшипника, например, при расплавлении баббитовой заливки колодок. Обычно применяют датчики гидравлического или электрического типа.

Гидравлический датчик использует такой же принцип, как и регулятор частоты вращения ЛМЗ (см. рис. 4.24), с той лишь разницей, что роль перемещающейся отбойной пластины регулятора частоты играет упорный диск. Импульс от падения давления перед гидравлическим соплом в результате смещения гребня упорного диска используется для посадки стопорных регулирующих и обратных клапанов.

В мощных турбинах применяют чаще всего электромагнитный датчик (рис. 4.37), посылающий при опасном смещении ротора импульс на электромагнитный выключатель *13* (см. рис. 4.36); он перемещает золотник *14*, который обеспечивает срабатывание золотников регулятора безопасности *17* и всей системы защиты.

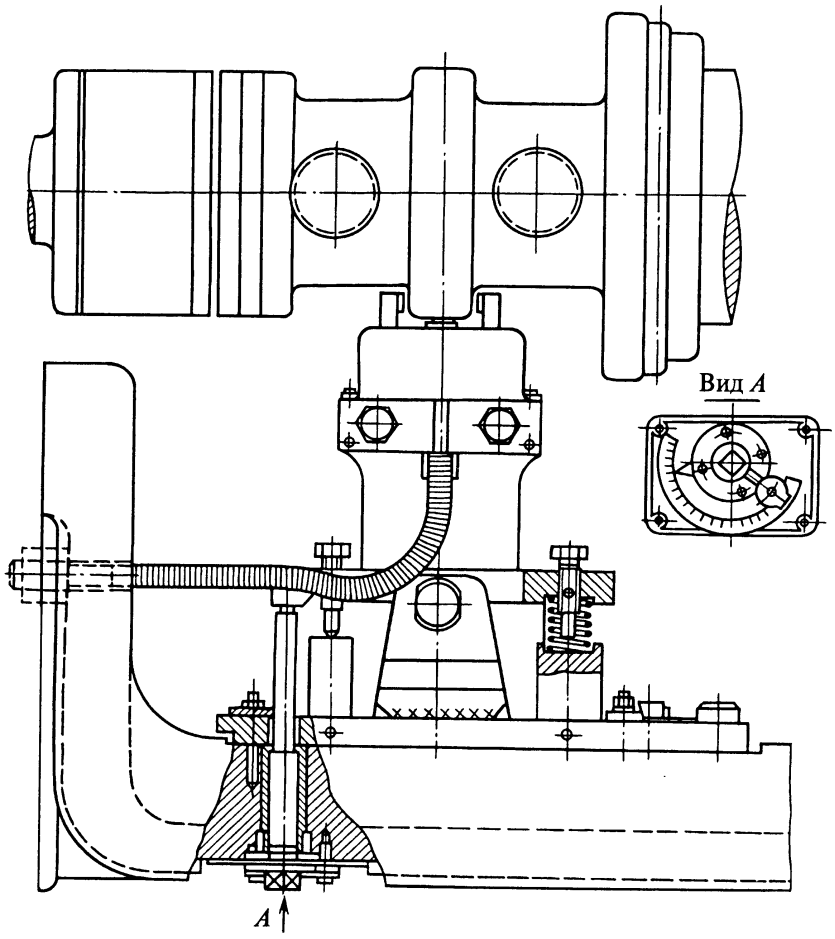


Рис. 4.37. Реле осевого сдвига турбин ЛМЗ

4.3.5. Защита турбины от повышения давления в конденсаторе

Эта защита является третьей по важности для турбины. Внезапное падение вакуума в конденсаторе турбины, как правило, происходит вследствие прекращения или резкого уменьшения подачи охлаждающей воды. Ухудшение вакуума приводит к повышению температуры в выходном патрубке. Это вызывает его коробление и нарушение работы вкладышей подшипников, повышенную вибрацию турбины, появление повышенных вибрационных напряжений в лопатках последних ступеней и их поломки.

Защита при повышении давления в конденсаторе выполняется двухступенчатой. Специальное вакуум-реле при повышении давления в конденсаторе примерно до 70 кПа подает импульс на электромагнитный выключатель *13* (см. рис. 4.36) вызывающий срабатывание системы защиты. Второй ступенью защиты по вакууму являются предохранительные тонкие паронитовые мембраны, устанавливаемые обычно на выходных патрубках. При нормальной работе турбины прочность и плотность мембран достаточны, чтобы предупредить подсосы воздуха в конденсатор, а при повышении давления в выходном патрубке выше атмосферного происходит разрыв мембраны с выпуском пара в машинный зал. Такие случаи происходят, впрочем, крайне редко.

Контрольные вопросы

1. Какие основные требования применяются к системам смазки паровых турбин?
2. Почему при расположении главного масляного насоса на валу турбины масляный бак располагают также на одном уровне с турбиной? Каковы недостатки расположения масляного бака выше и ниже уровня турбины?
3. Что такое инжектор и для чего он применяется в системе смазки турбины?
4. Какие агрегаты обеспечивают надежную работу системы маслоснабжения?
5. Нужны ли аварийные масляные бачки в системах смазки с главным масляным насосом, расположенным на валу турбины?
6. Чем определяются размеры масляного бака?

7. Почему масло из подшипников сливается в верхние слои масляного бака, а из системы регулирования — под уровень масла?
8. С какой целью масляный бак снабжается эксгаустерами?
9. Почему в масляный бак сливают нагретое масло, а не охлаждают его предварительно в маслоохладителях?
10. Какие функции в системе смазки выполняют реле давления?
11. Для чего турбина снабжается системой автоматического регулирования?
12. Нарисуйте простейшую схему автоматического управления.
13. Что изображает статическая характеристика системы регулирования?
14. Определите степень неравномерности системы регулирования при n = 50 1/с, если частота вращения на холостом ходу 51 1/с, а при максимальной нагрузке 49 1/с?
15. Может ли статическая характеристика иметь горизонтальные участки? Почему в области малых и максимальных нагрузок ее делают более крутой?
16. Определите возможный диапазон самопроизвольных колебаний нагрузки для турбины мощностью 120 МВт со степенью неравномерности 4,5 % и степенью нечувствительности 0,2 %.
17. Какие функции выполняет механизм управления турбиной? Как он влияет на статическую характеристику регулирования?
18. В чем преимущества гидравлических связей перед рычажными?
19. В чем основное отличие гидравлических систем регулирования турбины от других систем?
20. Как должна работать система регулирования при отключении генератора от сети?
21. Для чего систему регулирования снабжают дифференциатором и каков принцип его работы?
22. В чем отличия в работе гидравлической и электрогидравлической систем регулирования?
23. В чем преимущества быстроходного бесшарнирного регулирования частоты вращения перед тихоходным?
24. Какие требования предъявляются к регулирующим клапанам?
25. Зачем в турбине предусматриваются автоматические системы защиты?
26. Назовите исполнительные органы системы защиты турбины от разгона. Почему на линиях промежуточного перегрева пара устанавливают стопорные, а на линиях отборов — обратные клапаны?
27. Вернутся ли к исходному состоянию бойки автомата безопасности после его срабатывания и прекращения подачи пара в турбину? Каково при этом будет положение стопорных и регулирующих клапанов?
28. Чем опасен осевой сдвиг ротора относительно статора?
29. Чем опасно возрастание давления в выходном патрубке?
30. Для каких ЦНД более опасно возрастание давления в выходном патрубке: с выносными или встроенными подшипниками?

Глава пятая

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КОНДЕНСАТОРА И КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Из рассмотрения теплового цикла (см. § 1.6) следует, что мощность, вырабатываемая 1 кг пара в турбине, и КПД турбинной установки тем выше, чем ниже температура (и, следовательно, давление) пара за последней ступенью турбины. Как уже отмечалось, теплофикационная турбина представляет собой комбинацию турбин с противодавлением и конденсационной. Поэтому роль конденсатора в теплофикационной турбоустановке прежде всего зависит от режима работы. Когда турбина работает в теплофикационном режиме (зимой) и практически все тепло конденсации передается сетевой воде, от конденсатора нет никакой пользы. Наоборот, возникает множество эксплуатационных проблем, главной из которых является обеспечение надежной работы ЦНД при малых расходах пара. Летом теплофикационная турбина часто работает в конденсационном режиме, и тогда эффект от углубления вакуума сказывается в полной мере. Учитывая то, что значительную часть года теплофикационная турбина работает с существенной недогрузкой конденсатора, его теплообменные поверхности выполняют менее развитыми, чем в конденсаторах конденсационных турбин.

В табл. 5.1 приведены опытные данные, полученные ОРГРЭС, по изменению мощности теплофикационных турбин при конденсационном режиме в зависимости от изменения давления в конденсаторе. При изменении давления на ± 1 кПа экономичность турбинной установки изменяется примерно на $\mp 0{,}6$ —0,9 %.

Если теплофикационная турбина работает не в конденсационном режиме, а часть пара поступает в сетевые подогреватели, то приведенные в табл. 5.1 цифры относятся не ко всему, а только к той части пара, которая прошла всю турбину и поступает в конденсатор, т.е. эти значения относятся к конденсационному пропуску пара.

Таблица 5.1

Изменение мощности турбины и удельного расхода тепла турбоустановкой при изменении давления в конденсаторах теплофикационных турбин на 1 кПа, работающих в конденсационном режиме

Турбина	Изменение мощности, кВт	Изменение удельного расхода тепла, %
Т-50-130 ТМЗ	400	0,8
Т-100-130 ТМЗ	725	0,73
Т-110/120-130 ТМЗ	1250	0,73
Т-175/210-130 ТМЗ	650	0,70
Т-180/210-130 ЛМЗ	1050	0,50
Т-250/300-240 ТМЗ	1830	0,70
ПТ-50/60-130 ТМЗ	360	0,60
ПТ-60/75-130/13 ЛМЗ	450	0,90
ПТ-80/100-130 ЛМЗ	450	0,56
ПТ-135/165-130/15 ТМЗ	600	0,40

Примечание. Возрастанию давления в конденсаторе соответствует уменьшение мощности и экономичности.

Повышение экономичности при углублении вакуума возникает прежде всего за счет увеличения теплоперепада турбины. Поэтому для турбин с малым теплоперепадом относительное изменение перепада больше, что дает больший выигрыш в экономичности.

Есть еще одно требование, которое должно быть выполнено при создании теплового двигателя, работающего на водяном паре: в замкнутой установке отработавший пар должен быть обязательно сконденсирован. Тогда затраты мощности для повышения давления в питательном насосе оказываются малыми по сравнению с мощностью турбины (см. § 1.6), работоспособность 1 кг пара — значительной, вследствие чего можно получить столь компактный и мощный двигатель, как паровая турбина.

Таким образом, для создания высокоэкономичного двигателя на водяном паре необходимо обеспечивать конденсацию отработавшего водяного пара при низком давлении.

Для этой цели служит конденсатор, работа которого обеспечивается целым рядом дополнительных устройств. Совокупность конденсатора и

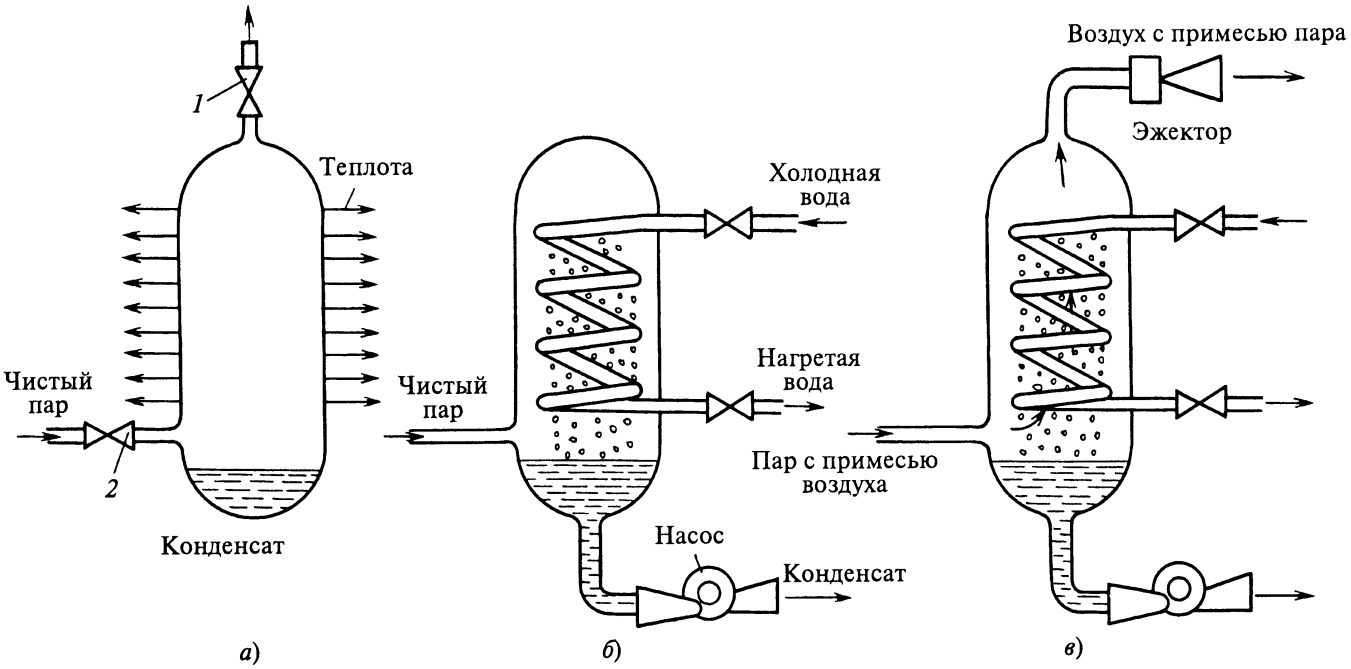


Рис. 5.1. Принцип работы конденсатора, регенеративных и сетевых подогревателей

обслуживающих его устройств называют конденсационной установкой.

Принцип работы конденсационной установки можно уяснить из рис. 5.1. Представим себе, что в сосуд, показанный на рис. 5.1, *а*, некоторое время подается насыщенный чистый пар (без всяких примесей воздуха и других неконденсирующихся газов) при открытом в атмосферу вентиле *1*, после чего вентили *1* и *2* закрываются и сосуд оказывается под некоторым давлением пара. Если теперь этот сосуд начать охлаждать, поместив его в среду с достаточно низкой температурой, то пар будет конденсироваться, отдавая теплоту через стенку сосуда окружающей среде. По мере охлаждения пар будет все более увлажняться, при дальнейшем охлаждении он превратится почти полностью в воду (конденсат) и соберется на дне сосуда.

Пар превращается в воду потому, что от него отбирается тепло конденсации, равное теплу парообразования (см. § 1.5). Поэтому для конденсации пара, поступающего из турбины в конденсатор, обязательно необходима охлаждающая среда, в качестве которой используют холодную воду рек, озер, искусственных водоемов или других источников.

В результате конденсации пара на дне сосуда образуется конденсат, а над зеркалом конденсата — насыщенный водяной пар. Если от пара в сосуде отнять количество теплоты mr, где m — масса пара в сосуде, то после конденсации температура конденсата будет совпадать с температурой пара над ним и будет равна температуре пара, поданного в сосуд в начальный момент времени. Удельный объем насыщенного пара значительно больше удельного объема воды (см. табл. 1.1), и поэтому в сосуде образуется вакуум. Чем сильнее будет охлажден пар в сосуде, тем больше образуется конденсата на дне его и тем более глубокий вакуум будет получен.

Пример 5.1. Определить отношение удельных объемов насыщенного пара и воды при температуре конденсации $t_н = 24{,}1$ °С.

По табл. 1.1 находим объемы насыщенного пара и воды при 24,1 °С: $v' = 0{,}001$ м^3/кг, $v'' = 45{,}67$ м^3/кг. Таким образом, объем образующейся воды в 45 760 раз меньше, чем объем насыщенного пара. Именно поэтому давление, при котором происходит конденсация, составляет всего 3 кПа.

Давление ниже атмосферного, т.е. разрежение, определяется по показаниям двух приборов (рис. 5.2): вакуумметра, указывающего превышение H атмосферного давления над абсолютным

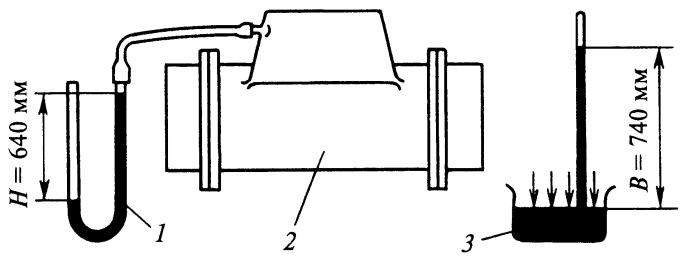


Рис. 5.2. Измерение разрежения в конденсаторе
1 — ртутный вакуумметр; *2* — конденсатор; *3* — барометр

давлением $p_к$ в конденсаторе, и барометра, измеряющего атмосферное давление B. Тогда давление в конденсаторе

$$p_к = B - H.$$

Если, например, показания барометра и вакуумметра соответственно равны B = 740 мм рт. ст., H = = 640 мм рт. ст., то давление в конденсаторе $p_к$ = = $B - H$ = 100 мм рт. ст. = 13 340 Па = 13,34 кПа.

На электростанциях давление в конденсаторе (вакуум) представляют в виде доли H от атмосферного давления в процентах:

$$V = (H/B)\,100\ \%.$$

Например, в рассмотренном выше примере V = = (640/740) 100 % = 86,5 %.

Ясно, что вакуум сам по себе без указания атмосферного давления дает лишь приблизительное значение давления в конденсаторе.

На рис. 5.1, *б* показана схема установки для конденсации постоянно поступающего пара. Если в сосуде установить змеевик, по которому пропускать холодную воду, то пар, поступающий в сосуд, будет встречать на своем пути холодную поверхность змеевика и конденсироваться на ней. Если для удаления образующегося конденсата установить какое-либо устройство, например насос, то будет происходить непрерывная конденсация поступающего пара, а внутри сосуда будет поддерживаться низкое давление, соответствующее температуре конденсата.

Таким образом, теоретической *основой обеспечения низкого давления пара в конденсаторе является однозначная связь между давлением* $p_к$ *и температурой конденсации* $t_к$ (см. табл. 1.1). Поскольку температура конденсации определяется климатическими условиями и составляет 25—45 °С, то в конденсаторе поддерживается низкое давление, составляющее в зависимости от режима 3—10 кПа.

Работа устройства, показанного на рис. 5.1, *б*, возможна только при условии, что в сосуд будет поступать чистый пар. Если поступающий пар будет содержать хотя бы даже очень небольшие количества неконденсирующихся газов, например воздуха, то пар будет конденсироваться, а неконденсирующиеся газы будут постепенно накапливаться в сосуде, в результате через определенное время работа рассматриваемого конденсационного устройства станет невозможной.

Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, к сожалению, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т.д. Поэтому как устройство, показанное на рис. 5.1, *б*, так и реальный конденсатор могут работать только тогда, когда они будут снабжены специальным насосом, постоянно отсасывающим то количество воздуха, которое поступает вместе с конденсирующимся паром.

Схема конденсационной установки с постоянным отсосом неконденсирующихся газов показана на рис. 5.1, *в*. Смесь пара и воздуха, поступающая в конденсатор, будет двигаться по направлению к зоне отсоса так, как показано на рисунке стрелкой. В процессе движения из паровоздушной смеси будет выпадать конденсат, и поэтому концентрация воздуха в ней будет увеличиваться. В результате воздушный насос (эжектор) будет отсасывать смесь с высоким содержанием воздуха.

Конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках и остановках, когда котел вырабатывает количество пара бóльшее, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потери дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности принятия такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

Кроме того, в конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле и теплофикационной установке.

5.2. УСТРОЙСТВО ПОВЕРХНОСТНОГО КОНДЕНСАТОРА

Схема простейшего поверхностного конденсатора приведена на рис. 5.3.

К фланцам корпуса *1* конденсатора присоединены трубные доски *2* и *14*, в отверстиях которых развальцованы трубки *15*, образующие охлаждающую поверхность конденсатора. К внешним поверхностям трубных досок крепятся передняя *3* и задняя *13* водяные камеры. Передняя водяная камера разделена перегородкой *6* на два отсека. Охлаждающая вода по трубопроводу *4* поступает в нижний отсек, проходит по охлаждающим трубкам нижней половины конденсатора, поворачивает в камере *13* на 180°, проходит через охлаждающие трубки верхней половины конденсатора и из верхнего отсека передней

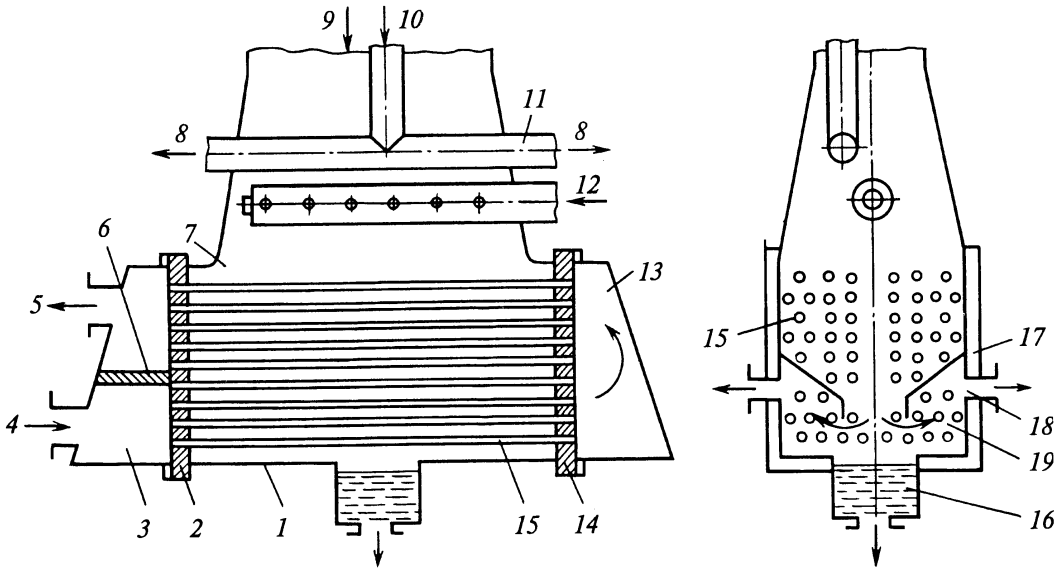


Рис. 5.3. Схема поверхностного конденсатора

водяной камеры через трубопровод *5* удаляется из конденсатора. В такой конструкции вода совершает два хода, поэтому описываемый конденсатор называется двухходовым. По такой схеме выполнено большинство современных конденсаторов. Однако имеются конденсаторы с большим числом ходов — до четырех. Самые крупные конденсаторы для конденсационных турбин выполняются одноходовыми.

Паровое пространство конденсатора, в котором расположены охлаждающие трубки, посредством переходного патрубка (горловины) *7* соединяется тем или иным способом с выходным патрубком турбины. При таком расположении конденсатора по отношению к турбине его называют подвальным.

Пар, поступающий в конденсатор, как указано стрелкой *9*, поступает на трубную систему и движется в направлении к патрубку отсоса *18* паровоздушной смеси, проходя сначала вниз и конденсируясь на трубках, обходя продольный щит *17* и поступая на трубный пучок воздухоохладителя *19*. Сконденсировавшийся пар собирается в конденсатосборнике *16*, откуда откачивается конденсатным насосом.

В выходном патрубке турбины размещают приемно-сбросное устройство для увлажнения и дросселирования пара *12*, поступающего из БРОУ, а также выводные трубы *11* пара *10* из камер отбора ЦНД на регенеративные подогреватели низкого давления (см. стрелку *8*).

На рис. 5.4 приведена схема конденсационной установки. Подача охлаждающей воды в трубную систему конденсатора *4* производится циркуляционным насосом *6*, который забирает воду из водоприемного бассейна. В него же сбрасывается нагретая циркуляционная вода. Образующийся конденсат откачивается конденсатным насосом *5* из конденсатора и подается в систему регенерации. Отсос паровоздушной смеси из парового пространства конденсатора производит водоструйный эжектор *3* — струйный насос, устройство которого мы рассмотрим ниже. Вода, забираемая насосом *2* из бака *1*, подается к соплу[1] эжектора *3*, где она разгоняется до большой скорости и поступает в камеру смешения эжектора, к которой присоединен трубопровод паровоздушной смеси из парового пространства конденсатора. Струи воды увлекают за собой паровоздушную смесь, отсасывая ее из конденсатора. Отработавшая вода сливается в бак *1*.

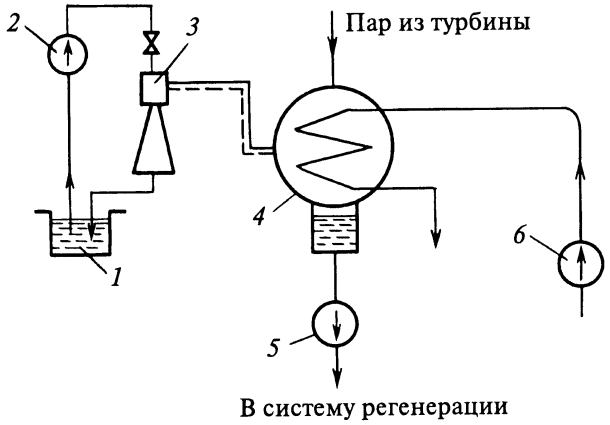


Рис. 5.4. Схема конденсационной установки

[1] Для работы эжектора к соплу может подаваться не вода, а пар. Такой эжектор называется пароструйным.

5.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КОНДЕНСАТОРЕ

Несмотря на простоту принципа работы и устройства конденсатора, процессы тепло- и массообмена, происходящие в нем, сложны и недостаточно изучены. Ниже даются основные упрощенные физические представления об этих процессах.

В конденсаторе происходит конденсация не чистого пара, а пара, содержащего воздух и другие газы, которые попадают в конденсатор из атмосферы, а также растворены в паре.

Давление в любой точке конденсатора складывается из парциальных давлений[1] пара и воздуха и, таким образом, при наличии последнего оказывается большим при прочих равных условиях, что приводит к снижению экономичности установки. Давление паровоздушной смеси p и парциальное давление пара $p_{\text{п}}$ в ней связаны простым приближенным соотношением:

$$p_{\text{п}} = p/(1 + 0{,}622\varepsilon), \qquad (5.1)$$

где $\varepsilon = G_{\text{в}}/G$ — относительное содержание воздуха в конденсирующемся паре.

Из этой формулы видно, что с ростом содержания воздуха парциальное давление пара уменьшается, но даже при $\varepsilon = 0{,}01$ снижение парциального давления оказывается малым.

ПТЭ строго предписывают допустимые количества присосов воздуха $G_{\text{в}}$ в турбоустановку, и они значительно меньше 1 %. В зависимости от мощности турбины присосы в диапазоне паровых нагрузок конденсатора 40—100 % не должны превышать значений, определяемых формулой, кг/ч:

$$G_{\text{в}} = 8 + 0{,}065N,$$

где N — мощность турбины, МВт. Обычно получаемые по формуле цифры округляют и получают следующие данные:

Мощность турбины, МВт:	50	100	150	200	250	300
Присосы воздуха, кг/ч:	10	15	18	20	25	30

[1] Если в некотором сосуде находится смесь газов, то молекулы каждого из них в среднем равномерно распределены между молекулами остальных газов. Совокупное действие всех молекул создает полное давление p. Парциальным давлением $p_{\text{п}}$ некоторого газа называется такое давление, которое существовало бы в сосуде, если бы в нем была заключена только доля рассматриваемого газа, находящаяся в смеси. Сумма парциальных давлений отдельных компонентов смеси равна полному давлению.

Значения допускаемых присосов ничтожно малы. Действительно, например, в конденсатор турбины Т-250/300-23,5 на конденсационном режиме поступает около 640 т/ч пара. Следовательно, присосы составляют (30/640 000)100 = 0,0047 %.

Следует, однако, иметь в виду, что по мере движения паровоздушной смеси от горловины конденсатора к всасывающей полости эжектора концентрация воздуха увеличивается вследствие конденсации пара, и на входе в эжектор доля воздуха в смеси может составлять 50—60 %.

Абсолютное количество воздуха, которое необходимо отсосать эжектору, определяет и его работу, и работу всего конденсатора. Подчеркнем, что *работа эжектора и конденсатора тесно связана*: изменение условий работы конденсатора (например, изменение количества поступающего пара) немедленно сказывается на работе эжектора, а изменение условий работы эжектора (например, давления рабочего пара) сразу же сказывается на давлении в горловине конденсатора.

Эжектор, как и всякий насос, имеет характеристику (рис. 5.5): семейство ломаных линий, каждая из которых дает связь между давлением p_2'' в патрубке отсоса паровоздушной смеси и количеством отсасываемого воздуха $G_{\text{в}}$ при определенной температуре отсасываемой смеси $t_{\text{см}}$. Первые (пологие) участки ломаных называют рабочими, а вторые (крутые) — перегрузочными. Из рис. 5.5 видно, что чем выше присосы воздуха и, следовательно, нагрузка эжектора, тем выше должно быть давление всасывания p_2''. Поскольку паровоздуш-

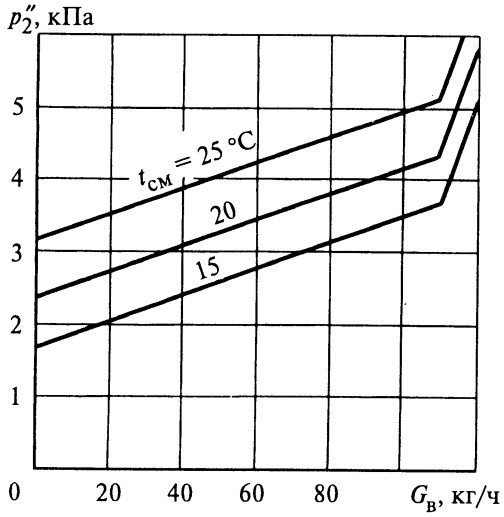


Рис. 5.5. Характеристика эжектора

ная смесь движется от горловины конденсатора к месту отсоса, то давление в горловине p_2 всегда больше, чем p_2''. Поэтому *повышение давления в месте отсоса паровоздушной смеси по любой причине, в частности, из-за увеличения присосов воздуха, неизбежно приводит к увеличению давления* p_2 *в горловине конденсатора и, как видно из* табл. 5.1, *к снижению экономичности.*

При присосах, не превышающих указанных выше значений, даже при отклонении условий работы конденсатора от расчетных (например, при повышении температуры охлаждающей воды) эжектор работает на пологом участке характеристики, не вызывая значительного повышения давления в горловине. При увеличении присосов до такой степени, что рабочая точка переходит на перегрузочную ветвь, давление всасывания p_2'' из-за необходимости протолкнуть этот повышенный расход G сильно увеличивается, а следовательно, увеличивается и давление p_2. При этом, конечно, изменяются условия работы конденсатора и температура паровоздушной смеси $t_{см}$ во всасывающем патрубке эжектора.

Увеличение присосов воздуха в конденсатор не только увеличивает давление в нем, но и способствует возникновению другого отрицательного явления — переохлаждения конденсата, под которым понимают разность температуры конденсата $t_к$ в конденсатосборнике и температуры насыщения $t_н$, соответствующей давлению p_2 в горловине конденсатора. *При конденсации пара из смеси газов температура образующегося конденсата определяется не давлением смеси p, а парциальным давлением конденсирующегося пара.* Чем выше содержание воздуха в смеси, тем меньше в соответствии с формулой (5.1) парциальное давление $p_п$ и температура $t_к$ образующегося конденсата. Поэтому в зоне массовой конденсации пара, где ε мало, переохлаждение ничтожно, а в зоне отсоса паровоздушной смеси оно может достигать нескольких градусов.

Пример 5.2. Оценим переохлаждение конденсата, образующегося из паровоздушной смеси в зоне ее отсоса, если давление p = 4 кПа, а относительное содержание воздуха ε = 0,6.

Пользуясь таблицами водяного пара, находим, что давлению 4 кПа соответствует температура конденсации $t_н$ = 29 °С.

Парциальное давление пара в смеси

$p_п = 4/(1 + 0{,}622 \cdot 0{,}6) = 2{,}91$ кПа.

По таблицам водяного пара найдем температуру образующего конденсата $t_к$, соответствующую давлению 2,91 кПа и равную 23,5 °С. Следовательно, переохлаждение составляет $\Delta t_к = 29 - 23{,}5 = 5{,}5$ °С.

Вследствие переохлаждения температура конденсата в конденсатосборнике оказывается ниже температуры насыщения. Поэтому деаэрация конденсата идет вяло и кислород, захваченный из паровоздушной смеси падающими каплями и струями, остается в конденсате. Таким образом, *основным отрицательным последствием переохлаждения является насыщение образующегося конденсата кислородом*, который вызывает коррозию тракта конденсата от конденсатора до деаэратора. Продукты коррозии выносятся в котел и турбину, снижая их надежность и экономичность. Поглощение конденсатом кислорода прямо пропорционально его парциальному давлению. Поэтому с увеличением парциального давления воздуха (и, следовательно, кислорода) и переохлаждения растворимость кислорода в конденсате увеличивается.

Кроме того, дополнительное снижение температуры конденсата без соответствующего снижения давления в горловине означает уменьшение энтальпии рабочего тела, поступающего в регенеративную систему и в конечном счете в котел; это приводит к дополнительным затратам топлива для получения номинальных параметров свежего пара.

Перейдем к детальному рассмотрению конструкции конденсатора.

5.4. КОНСТРУКЦИЯ ТРУБНОГО ПУЧКА

Главным конструктивным элементом конденсатора является трубный пучок — совокупность трубок, на которых осуществляется конденсация пара. Его конструкцию и вообще все основные принципы его работы лучше всего объяснить на примере.

На рис. 5.6 показана конструкция трубного пучка конденсатора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Учитывая два характерных режима работы теплофикационной турбины (конденсационный и теплофикационный), трубный пучок разделяют на две части: главный трубный пучок и вспомогательный трубный пучок.

При конденсационном режиме обязательно используется главный трубный пучок, в который подается вода из охлаждающего устройства (градирни); вспомогательный пучок при этом также можно и целесообразно использовать, так как увеличение

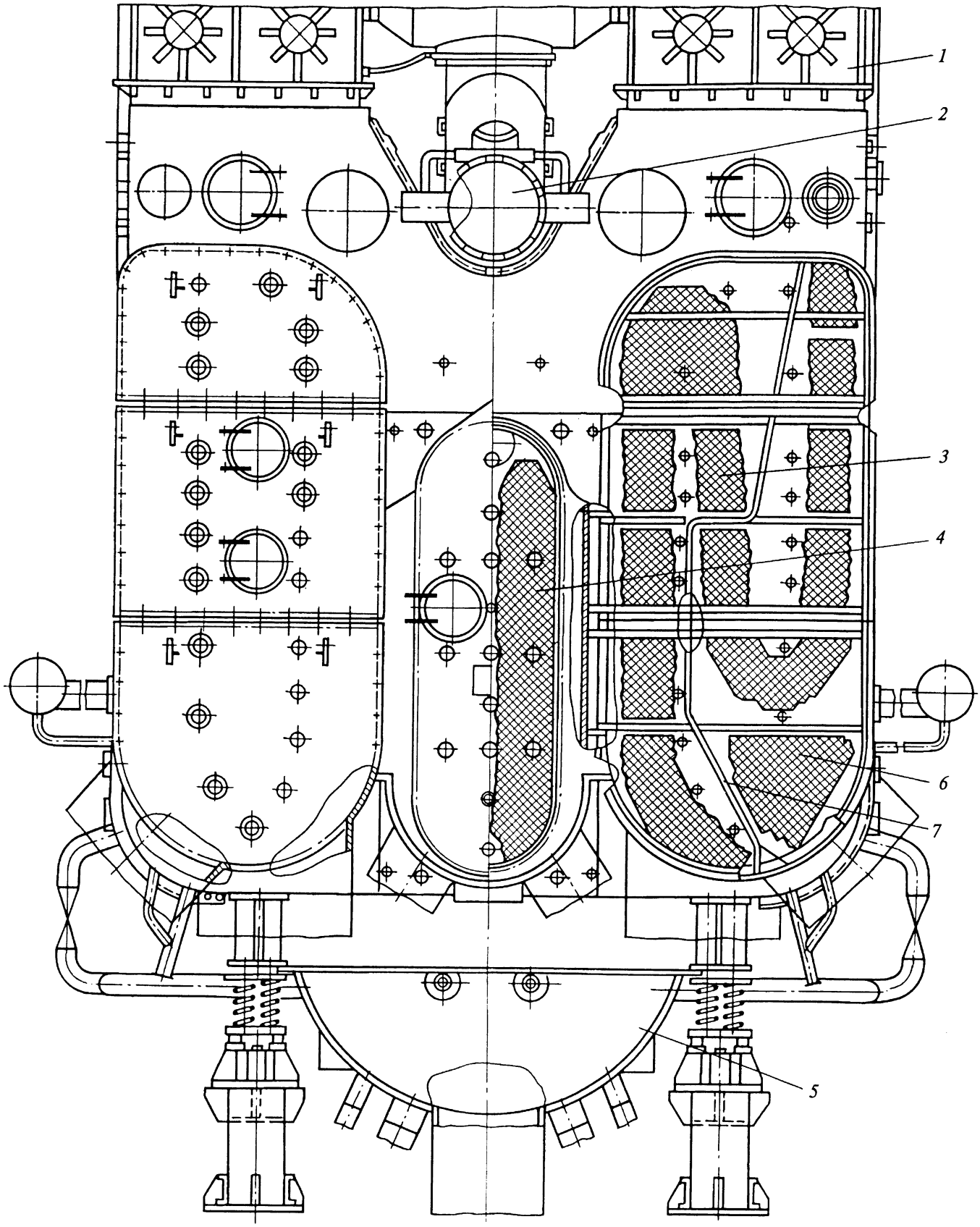


Рис. 5.6. Конструкция трубного пучка конденсатора Т-250/300-240 ТМЗ

1 — корпус ЦНД; *2* — встроенный ПНД; *3* — основной пучок главного пучка; *4* — вспомогательный (теплофикационный) пучок; *5* — конденсатосборник; *6* — воздухоохладитель главного пучка; *7* — перегородка водяной камеры главного пучка, обеспечивающая два хода по охлаждающей воде

поверхности конденсации пара приводит к снижению давления в конденсаторе.

При теплофикационном режиме основная часть пара, поступающего в турбину, направляется в подогреватели сетевой воды, а в конденсатор поступает только небольшое количество пара, необходимое для вентиляции ЦНД. Для его конденсации часто нецелесообразно использовать главный пучок и большое количество охлаждающей воды, на прокачку которой требуется значительная мощность циркуляционных насосов. Поэтому выделяют отдельный вспомогательный пучок небольшой поверхности и только в него подают либо часть холодной (обратной) сетевой воды [отсюда другое название вспомогательного пучка — встроенный (в конденсатор) теплофикационный пучок], либо подпиточную воду теплосети. При работе с теплофикационным трубным пучком нет потерь тепла конденсации с охлаждающей водой, поэтому его использование весьма целесообразно.

Трубные пучки компонуют с учетом того, что в области, близкой к входу в пучок, происходит массовая конденсация пара при очень малом относительном содержании воздуха, а в зоне отсоса паровоздушной смеси эжектором конденсация идет значительно слабее, и выпадающий конденсат сильно переохлажден. Для того чтобы исключить попадание струй конденсата, образовавшегося в зоне массовой конденсации, в зону повышенного парциального давления воздуха как главный, так и вспомогательный трубный пучок разбивают на две части: основной пучок и пучок так называемого воздухоохладителя.

Главной задачей основного пучка является обеспечение массовой конденсации пара при малом гидравлическом сопротивлении. Как указывалось выше, давление паровоздушной смеси при ее движении в направлении эжектора уменьшается и достигает наименьшего значения на входе в эжектор. Поэтому чем ниже гидравлическое сопротивление пучка, тем ниже будет давление в горловине конденсатора.

Главным назначением воздухоохладителя является понижение температуры смеси, поступающей к эжектору, поскольку при этом увеличивается доля воздуха (эжектор будет в этом случае действительно отсасывать воздух, а не пар, о конденсации которого все равно необходимо заботиться в другом теплообменнике). Трубный пучок воздухоохладителя может содержать до 30 % всех трубок.

Основной пучок обычно имеет так называемую ленточную компоновку (трубки расположены лентами). Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания на трубки поступающего пара, чем снижается гидравлическое сопротивление пучка. Этому же способствуют малая глубина пучка и короткий путь пара через основной пучок к воздухоохладителю.

Основной пучок скомпонован в корпусе конденсатора так, чтобы поступающий пар мог попасть в пучок воздухоохладителя только после прохождения основного пучка. В противном случае паровоздушная смесь за воздухоохладителем будет иметь повышенную температуру. Это увеличит отсасываемую долю пара и потребует повысить давление на всасывании эжектора. Кроме того, для дополнительного снижения температуры смеси в воздухоохладителе к его трубкам подведена охлаждающая вода самой низкой температуры (из первого хода).

Определенное влияние на гидравлическое сопротивление трубного пучка оказывает способ размещения трубок на трубной доске конденсатора. Наиболее часто используют ромбическую разбивку, когда трубки располагают в углах ромба.

Важную роль для хорошей работы конденсатора играют улавливатели конденсата, расположенные на промежуточных уровнях и направляющие его в конденсатосборник у трубных досок и перегородок. Этим достигается сразу несколько целей. Во-первых, трубки, расположенные ниже, не заливаются струями воды, что обеспечивает конденсацию пара на охлажденной пленке конденсата нормальной толщины. Во-вторых, ликвидация водяных завес и струй позволяет уменьшить гидравлическое сопротивление для прохода пара. Наконец, в-третьих, установка улавливателей конденсата позволяет уменьшить его переохлаждение.

Для того чтобы обеспечить подвод охлаждающей, сетевой (или подпиточной) воды в соответствующие пучки, их водяные камеры выполняются раздельными.

Трубный пучок должен обеспечивать малое переохлаждение конденсата и тем самым его малое насыщение кислородом. Для этого осуществляется подогрев конденсата за счет подвода части пара, поступающего в конденсатор, к зеркалу конденсата в конденсатосборнике. Между главными и вспомогатель-

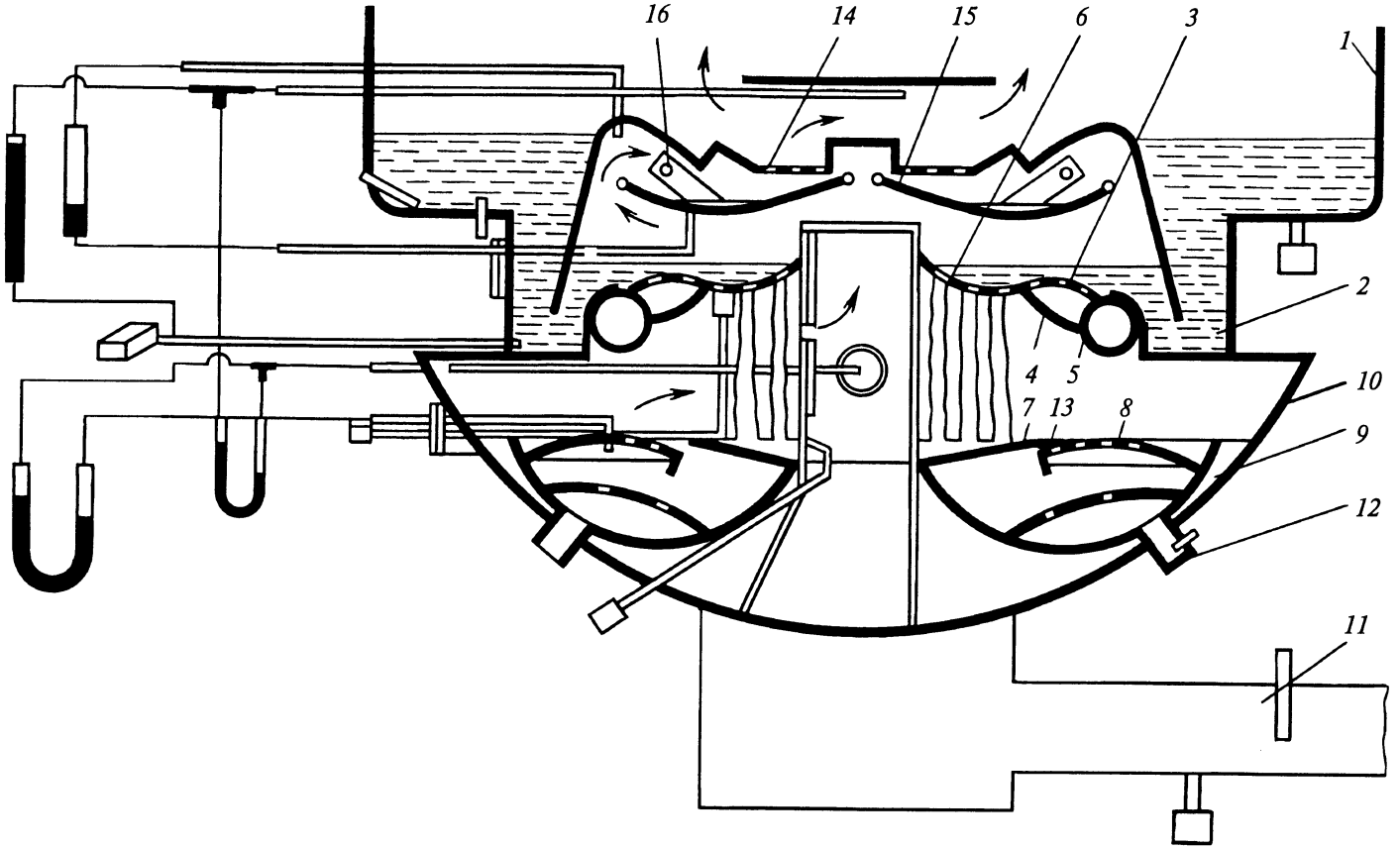


Рис. 5.7. Деаэрационное устройство конденсатора турбины Т-175/210-12,8 ТМЗ
1 — конденсатор; *2* — гидрозатвор; *3* — барботажный лист; *4* — камера подачи вскипающего горячего дренажа; *5* — коллектор горячих дренажей; *6* — перфорированный водораспределитель; *7* — разделительная перегородка; *8* — барботажный лист; *9* — отводящий канал для деаэрированного конденсата; *10* — деаэраторный конденсатосборник; *11* — отводящий трубопровод деаэрированного конденсата; *12* — патрубок подачи вскипающего конденсата рециркуляции; *13* — канал; *14* — перфорированный лист; *15* — поддон; *16* — патрубки

ными пучками выполняются достаточно широкие проемы для прохода пара к конденсатосборнику.

Часто, особенно для теплофикационных турбин, это оказывается недостаточно. Связано это с целым рядом обстоятельств.

1. Теплофикационные турбины имеют гораздо более развитую вакуумную систему, так как кроме конденсатора и регенеративных подогревателей, работающих под разрежением, в нее входит и паровое пространство сетевого подогревателя большого объема. Это обусловливает повышенные присосы воздуха, отсасываемого в конечном случае в конденсатор и насыщающего конденсат кислородом.

2. Работа конденсатора в отопительный период происходит при очень низком давлении в конденсаторе, так как охлаждающая вода имеет низкую температуру, а расход пара в конденсатор мал. Это также провоцирует повышение присосов воздуха.

3. Большие потери конденсата из цикла, например, с отпуском пара на промышленное производство, требуют его восполнения, которое осуществляется подачей в конденсатор насыщенной газами химически обессоленной воды. Поэтому конденсаторы теплофикационных турбин обязательно снабжаются деаэрационными конденсатосборниками, пример которого показан на рис. 5.7.

Деаэрационное устройство относится к струйно-барботажному типу, т.е. термическая деаэрация конденсата осуществляется путем нагрева его отдельных струй и движения пузырьков пара в слое воды (барботаж).

Образовавшийся в конденсаторе конденсат через гидрозатвор подается на выпуклую часть барботажного листа, к отверстиям которого подается пар, образовавшийся из горячего конденсата (например, дренажа греющего пара подогревателей). Пар, проходя через слой движущегося конденсата, нагревает его, а сам конденсат через отверстия

в вогнутой части барботажного листа стекает на следующий барботажный лист, куда подается нагретый вскипающий конденсат из линии рециркуляции конденсата. Таким образом, нагретый до температуры насыщения в двух ступенях конденсат скапливается на дне конденсатосборника и отводится в систему регенерации.

Выделившиеся газы, в частности кислород, через перфорированный лист отводятся в паровое пространство конденсатора и отсасываются эжектором.

Современные конденсаторы с рациональной компоновкой трубных пучков обеспечивают глубокую деаэрацию конденсата и требуют использования деаэрационных конденсатосборников только при малых расходах пара.

Нормальная работа конденсатора может быть обеспечена только при заботливой и правильной эксплуатации. Большие присосы атмосферного воздуха, загрязнение трубок конденсатора, плохая работа охладителей циркуляционной воды и другие причины эксплуатационного характера препятствуют созданию глубокого вакуума в конденсаторе даже при самой рациональной его конструкции.

5.5. УСТАНОВКА И ДЕТАЛИ КОНДЕНСАТОРА

Конструкция деталей конденсатора, его связь с турбиной и его установка диктуются необходимостью создания достаточной плотности, препятствующей проникновению воздуха и циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора.

Отрицательные последствия присосов воздуха в конденсатор рассмотрены выше. Присосы сырой охлаждающей воды в конденсат приводят к необходимости его очистки, поскольку *при ухудшении качества конденсата происходит выпадение солей в котле и турбине и делает невозможной работу турбины вообще.*

В современных конденсаторах горловину крепят к выходному патрубку турбины с помощью сварки, исключающей присосы атмосферного воздуха. Таким образом, конденсатор и корпус ЦНД оказываются жестко связанными.

Однако целиком передать вес конденсатора через выходной патрубок на корпус ЦНД нельзя из-за его большого значения. Если бы корпус ЦНД должен был воспринимать такие усилия, то его пришлось бы сделать намного массивнее и жестче, и

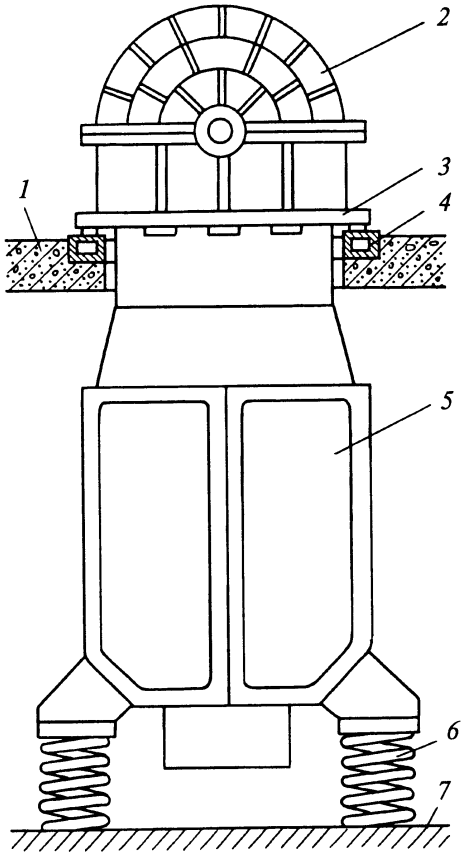


Рис. 5.8. Схема установки ЦНД и конденсатора
1 — пол машинного зала; *2* — ЦНД; *3* — опорный пояс ЦНД; *4* — фундаментная рама; *5* — конденсатор; *6* — пружинные опоры; *7* — пол конденсационного помещения

если ЦНД имеет встроенные подшипники (см. рис. 3.64), то вместе с корпусом опустятся и подшипники ЦНД, а подшипники ЦВД и ЦСД останутся на прежнем уровне. Это приведет к расстройству линии валопровода и появлению вибрации.

Установить конденсатор на фундаменте жестко, без возможности вертикальных смещений (подобно установке корпуса ЦНД) также нельзя, так как должно быть обеспечено свободное тепловое вертикальное перемещение турбины вместе с конденсатором.

Поэтому поступают следующим образом. Конденсатор устанавливают на пружинные опоры (рис. 5.8). Силу сжатия пружин регулируют так, чтобы они воспринимали вес пустого конденсатора и ЦНД турбины. Опорный пояс ЦНД оказывается при этом почти полностью разгруженным. При заполнении конденсатора водой появляющиеся дополнительные нагрузки будут уже восприниматься в основном опорным поясом и только частично — пружинами. Ясно, что такая конструкция в силу по-

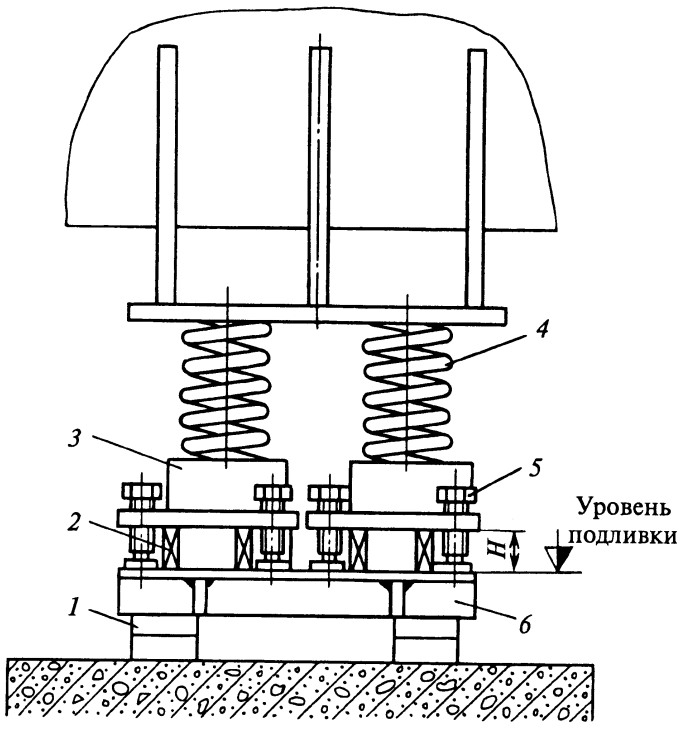


Рис. 5.9. Пружинная опора конденсатора
1 — подкладка; *2* — опорная планка; *3* — стакан; *4* — пружина; *5* — установочный болт; *6* — рама

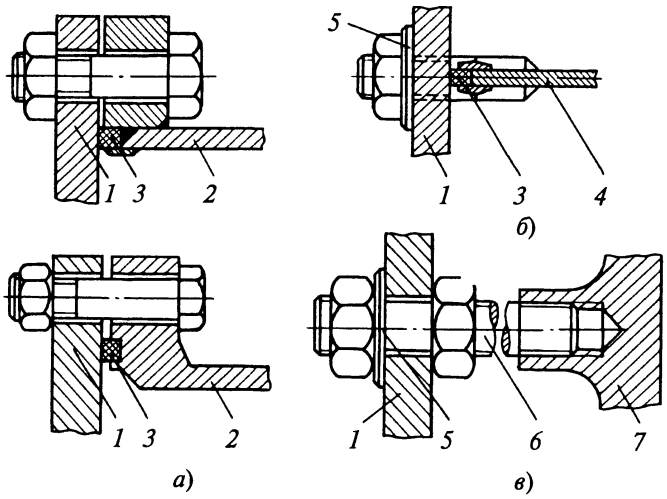


Рис. 5.10. Уплотнение разъемных соединений конденсатора
а — уплотнение крышек водяных камер; *б* — уплотнение разделительной перегородки в разделительной камере; *в* — уплотнение анкерного болта водяной камеры; *1* — крышка водяной камеры; *2* — стенка водяной камеры; *3* — уплотнительный резиновый шнур; *4* — перегородка; *5* — уплотнительная подмотка; *6* — анкерная шпилька; *7* — трубная доска

датливости пружин допускает свободные тепловые вертикальные перемещения.

Конструкция пружинной опоры конденсаторов показана на рис. 5.9. Опора состоит из восьми пружин диаметром около 300 мм; конденсатор устанавливают на четырех опорах.

Корпус конденсатора сваривают из листовой углеродистой стали. В современных конденсаторах трубные доски и боковые стенки водяных камер также приваривают к корпусу для создания высокой вакуумной плотности. Крышки водяных камер, которые нецелесообразно крепить к стенкам водяных камер сваркой из-за необходимости доступа к трубным доскам, уплотняются резиновым или фторопластовым прямоугольным шнуром (рис. 5.10, *а*) и большим количеством стягивающих болтов. Аналогичным образом уплотняются перегородки водяных камер (рис. 5.10, *б*) при организации нескольких ходов воды.

На крышки водяных камер действуют большие усилия от давления охлаждающей воды. Для того чтобы не делать крышки толстыми, в водяных камерах устанавливают анкерные связи (рис. 5.10, *в*). На трубных досках выполнены приливы, в которые ввинчены анкерные шпильки (такая конструкция исключает попадание сырой воды в паровое пространство конденсатора через это соединение). Для уплотнения отверстия в крышке служит специальная подмотка.

Особое внимание уделяется креплению трубок в трубных досках, которое должно исключать присосы циркуляционной воды. В современных конденсаторах соединение трубок и доски выполняют в большинстве случаев вальцовкой. Несмотря на разность тепловых расширений трубок и смещения трубных досок такое соединение, как показал опыт многолетней эксплуатации, является достаточно плотным. Вальцовка трубок (рис. 5.11) выполняется специальным вальцовочным пистолетом на глубину доски, несколько меньшую толщины трубной доски для того, чтобы исключить подрезку трубки в месте выхода. При использовании титановых трубок их дополнительно приваривают к трубной доске.

На практике затруднительно обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений. В процессе эксплуатации под воздействием неблагоприятных факторов возможны нарушения плотности в отдельных соединениях. Это приводит к просачиванию сырой охлаждающей воды в паровую полость конденсатора и загрязнению конденсата. Особенно опасно загрязнение пита-

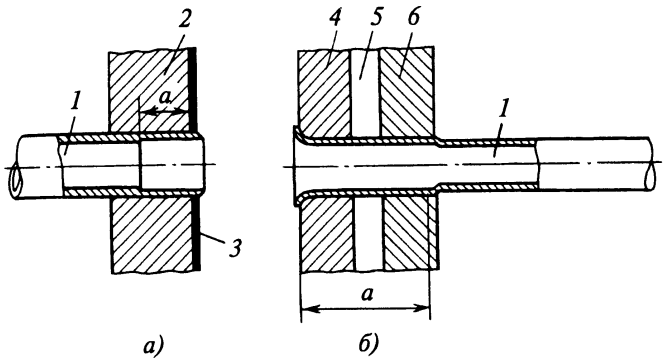


Рис. 5.11. Закрепление конденсаторных трубок в одинарной (*а*) и двойной (*б*) трубных досках
1 — трубка; *2* — трубная доска; *3* — уплотняющий слой; *4, 6* — внешняя и внутренняя трубные доски; *5* — камера гидравлического уплотнения

тельной воды для котлов прямоточного типа, у которых отсутствует непрерывная продувка, применяемая в барабанных котлах для выведения солей из цикла. Поэтому в конденсаторах используют специальные конструктивные меры, уменьшающие присосы или по крайней мере обнаруживающие зоны появления присосов в процессе эксплуатации.

Эффективным способом уменьшения присосов является выполнение трубных досок двойными с подачей в полость между досками конденсата с давлением, превышающим давление охлаждающей воды (рис. 5.11, *б*). В этом случае при недостаточной плотности внутренней трубной доски в паровое пространство конденсатора будет попадать конденсат, а не сырая охлаждающая вода.

Вместе с тем использование такой конструкции имеет и ряд недостатков. Трудность осуществления качественной вальцовки трубок во внутренних трубных досках приводит к утечке конденсата. Во время эксплуатации трудно обнаружить и невозможно ликвидировать неплотности в этих трубных досках. Кроме того, следует учесть, что и без того огромное количество вальцовочных соединений возрастает вдвое, а эксплуатация конденсационной установки усложняется, поскольку необходим уход за устройствами, обеспечивающими питание конденсатом камеры между трубными досками.

Раньше очень часто дополнительная плотность соединений достигалась путем нанесения на поверхность трубной доски специального битумного покрытия (рис. 5.11, *а*). Сейчас для этой цели используется специальное пластиковое покрытие трубных досок. Оно не только уплотняет вальцовочное соединение, но и защищает от коррозии трубную доску, выполняемую из углеродистой стали, а также препятствует износу чистящих шариков (см. п. 5.6.2).

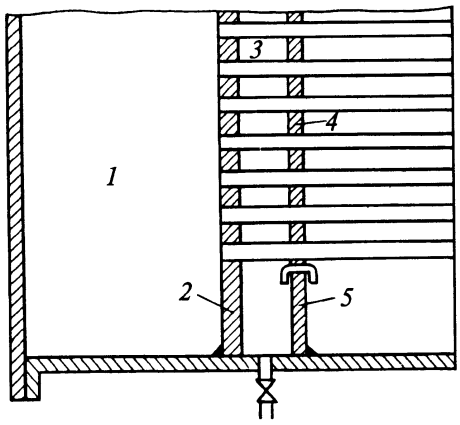


Рис. 5.12. Устройство «соленого» отсека
1 — водяная камера; *2* — трубная доска; *3* — «соленый» отсек; *4* — перегородка; *5* — плотно привариваемая нижняя часть перегородки

Несмотря на все меры, принимаемые для ликвидации присосов сырой воды, они неизбежно появляются в процессе эксплуатации. Поэтому очень важно в этих условиях уметь быстро обнаружить места присосов и принять меры по их устранению. Определенную помощь в этом оказывают так называемые «соленые» отсеки (рис. 5.12), организуемые путем установки вблизи трубных досок дополнительных перегородок, вваренных ниже трубного пучка. Трубки через отверстия перегородок проходят свободно. «Соленый» конденсат не смешивается с основным «несоленым» потоком конденсата. Кроме того, постоянный химический контроль содержания солей в каждом из «соленых» отсеков позволяет не только обнаружить трубную доску с неплотным соединением, но и заметить самые малые неплотности (из-за большой концентрации этих солей в малом количестве конденсата).

К сожалению, «соленые» отсеки не позволяют обнаружить повреждения собственно трубок, так как при этом сырая охлаждающая вода попадает в основной конденсатосборник.

Конденсаторы всех блочных турбин ТЭС снабжают приемно-сбросными устройствами, которые служат для снижения давления и температуры поступающего к ним пара перед его сбросом в конденсатор. Необходимость в таких сбросах возникает при аварийных ситуациях, когда внезапно резко уменьшается или прекращается потребление

пара турбиной, а котел в силу тепловой инерции продолжает вырабатывать пар. Часто при пусках или розжиге котла вырабатываемый им пар не может подаваться в турбину из-за малой температуры или по другим причинам. Во всех этих случаях пар направляется в обвод турбины в конденсатор, так как его выпуск в атмосферу приведет к потере дорогостоящего рабочего тела.

Приемно-сбросное устройство устанавливается в горловине конденсатора. Сбрасываемый пар поступает к увлажнителю, представляющему собой трубу с радиальными отверстиями, через эти отверстия охлаждающая вода впрыскивается во внешнюю трубу, по которой движется охлаждающий пар. Расход охлаждающей воды подбирается так, чтобы на выходе из устройства получить пар с перегревом 10—20 °С. Этим обеспечивается полное испарение введенной воды и исключается возможность ее попадания в ЦНД, что могло бы привести к короблению внутреннего корпуса (обоймы) и к эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней.

В табл. 5.2 и 5.3 представлены основные характеристики конденсаторов паровых турбин ТЭЦ.

Таблица 5.2

Характеристики конденсаторов теплофикационных паровых турбин (с одним отбором пара)

Характеристика	Турбина				
	Т-50-12,8 ЛМЗ	Т-180/210-12,8 ЛМЗ	Т-110/120-12,8 ТМЗ	Т-175/210-12,8 ТМЗ	Т-250/300-23,5 ТМЗ
Марка конденсатора	К2-3000-2	180-КЦС	КГ2-6200	КГ2-12000-1	К2-14000-1
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	15	20	20	20	20
Номинальное давление в конденсаторе, кПа	3,92	6,27	5,6	5,0 (1 корпус) 6,4 (2 корпус)	5,8
Номинальный расход охлаждающей воды, $м^3/ч$, через:					
все пучки	8000	22 000	16 000	24 800	28 000
главные пучки	—	14 700	13 500	20 000	22 700
вспомогательные пучки	—	7300	2500	4800	5800
Кратность охлаждения для максимальной конденсационной мощности	50	47,7	57,1	48,6	52,3
Количество корпусов	1	1	2	2	1
Число ходов по воде в главном пучке	2	2	2	1	2
Поверхность охлаждения одного корпуса, $м^2$:					
главный пучок	3000	6000	2620	4900	5565
встроенный пучок	—	3000	470	1080	1335
Конденсаторные трубки, мм:					
внешний диаметр и толщина	25 × 1	28 × 1	24 × 1	24 × 1	24 × 1
длина	7330	9000	7500	9000	9000
Номинальное паровое сопротивление, кПа	37,3	48,1	59,96	74,53	54,91
Расположение по отношению к турбине	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное с последовательным соединением корпусов по охлаждающей воде	Подвальное, поперечное

Таблица 5.3

Характеристики конденсаторов теплофикационных паровых турбин (с двумя отборами пара)

Характеристика	Турбина			
	ПТ-60-12,8/1,3 ЛМЗ	ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ	ПТ-80/100-12,8/1,3 ЛМЗ	ПТ-135/165-12,8/1,5 ТМЗ
Марка конденсатора	60-КЦС	К2-3000-2	80-КЦС	К-2-6000-1
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	15	20	20	20
Номинальное давление в конденсаторе, кПа	3,92	5,5	5,88	7,3
Номинальный расход охлаждающей воды, $м^3/ч$, через:				
все пучки	8000	7000	8000	12 400
главные пучки	—	—	—	10 000
вспомогательные пучки	—	—	—	2400
Кратность охлаждения для максимальной конденсационной мощности	44,4	—	36,4	38,8
Количество корпусов	1	1	1	1
Число ходов по воде в главном пучке	2	2	2	2
Поверхность охлаждения одного корпуса, $м^2$:				
главный пучок	3000*	2545	3000*	4900
встроенный пучок	—	455	—	1100
Конденсаторные трубки, мм:				
внешний диаметр и толщина	25 × 1	25 × 1	25 × 1	24 × 1
длина	6600	6600	6600	9000
Номинальное паровое сопротивление, кПа	35,3	—	35,3	54,91
Расположение по отношению к турбине	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное	Подвальное, поперечное

* Суммарная поверхность охлаждения.

5.6. ЭЛЕМЕНТЫ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

5.6.1. Охлаждение циркуляционной воды

Для получения глубокого вакуума в конденсаторе требуется большое количество охлаждающей воды. Действительно, тепло, которое необходимо отнять от конденсирующегося пара, равно $Q_1 = Gr$, а тепло, уносимое охлаждающей водой, $Q_2 = Wc_в \Delta t_в$, где W — расход, а $\Delta t_в$ — нагрев охлаждающей воды; $c_в = 4{,}18$ кДж/(кг · К).

Конечно, $Q_1 = Q_2$, и тогда расход охлаждающей воды, приходящийся на 1 кг конденсирующегося пара, равен

$$m = \frac{W}{G} = \frac{r}{c_в \Delta t_в}.$$

Эта величина называется кратностью охлаждения.

Нагрев охлаждающей воды $\Delta t_в$, выбираемый путем технико-экономических расчетов, обычно составляет 8—12 °С, а теплота парообразования в среднем составляет 2250—2400 кДж/кг. Таким об-

разом, на 1 кг конденсирующегося пара приходится 50—75 кг охлаждающей воды.

Снабжение конденсаторов турбин охлаждающей водой может производиться от разных источников.

Наиболее экономичной является схема прямоточного водоснабжения, при которой в конденсатор турбины постоянно подается свежая холодная вода. Источником воды при такой системе является река, море или большое озеро. Из реки вода забирается циркуляционным насосом, пропускается через конденсатор и уже нагретой сбрасывается ниже по течению. При использовании крупных озер места забора и сброса охлаждающей воды должны быть разнесены на расстояние, исключающее подмешивание отработавшей воды к свежей.

К сожалению, использование прямоточной системы водоснабжения ограничено, и возможности его применения с каждым годом суживаются. Дело, во-первых, в том, что для питания крупных электростанций требуются реки с достаточно большим расходом, и, во-вторых, в соответствии с требованиями «Правил охраны поверхностных вод от загрязнений сточными водами» допустимый подогрев воды в реках очень мал. Он не должен превышать 3 °С летом и 5 °С зимой.

В условиях постоянного роста мощностей электростанций и нехватки охлаждающей воды, особенно в европейской части России, большое распространение получают системы оборотного водоснабжения, в которых осуществляется повторное использование отработавшей в конденсаторе воды после охлаждения в атмосферных условиях. Особенно это относится к крупным городам, где большие реки могут отсутствовать вообще. В настоящее время около 70 % электростанций используют оборотное водоснабжение.

Различают две системы оборотного водоснабжения: с водохранилищами-охладителями и градирнями.

В первой системе источником охлаждающей воды является водохранилище, сооружаемое в долине реки или ее пойме и заполняемое в течение нескольких лет. Иногда строят специальные наливные водохранилища вне поймы реки. Забор охлаждающей воды производят обычно у плотины, а место сброса определяется местными условиями (формой и глубиной водохранилища). При вытянутой форме водохранилища нагретую воду сбрасывают на расстоянии примерно 10 км от места забора. При глубоком водохранилище места забора и сброса можно сблизить. При этом нагретая вода направляется в придонные (холодные) слои водоема.

Во второй системе охлаждение нагретой циркуляционной воды осуществляется в специальных искусственных сооружениях, называемых градирнями. Они используются тогда, когда нет возможности соорудить водохранилище-охладитель в месте строительства электростанции. Такое положение возникает, например, при строительстве крупных ТЭЦ в больших городах.

На рис. 5.13 показана конструкция градирни с естественной тягой. Внутри вытяжной башни, выполняемой из дерева, листового металла или железобетона, устанавливают ороситель, состоящий из водораспределительного устройства и щитов. Нагретая в конденсаторе вода поступает к распределительному устройству оросителя и затем стекает в виде струй или капель по оросителю в водосборный бассейн, откуда циркуляционными насосами снова подается в конденсаторы турбины.

В нижней части градирни выполнены окна, через которые навстречу подающему вниз дождю поступает воздух. Охлаждение циркуляционной воды при такой конструкции происходит в основном за счет испарения части охлаждающей воды.

Применение градирен позволяет избежать затопления большого количества земли, однако изменяет микроклимат из-за выброса в атмосферу значительного количества испарившейся воды. Поэтому градирни строят высокими (вплоть до 150 м) и большого диаметра (50—60 м).

В районах с очень большим дефицитом охлаждающей воды применяют так называемые конвективные градирни, в которых охлаждающая вода циркулирует в замкнутом контуре, а ее охлаждение осуществляется воздухом в радиаторах.

На рис. 5.14 показана схема водоснабжения конденсатора с использованием градирни. В этом случае чаще всего используют циркуляционные насосы центробежного типа, которые устанавливают в здании центральной насосной.

Для технического водоснабжения ТЭЦ, в первую очередь, конденсаторов турбины используют центробежные насосы двух типов: насосы общего

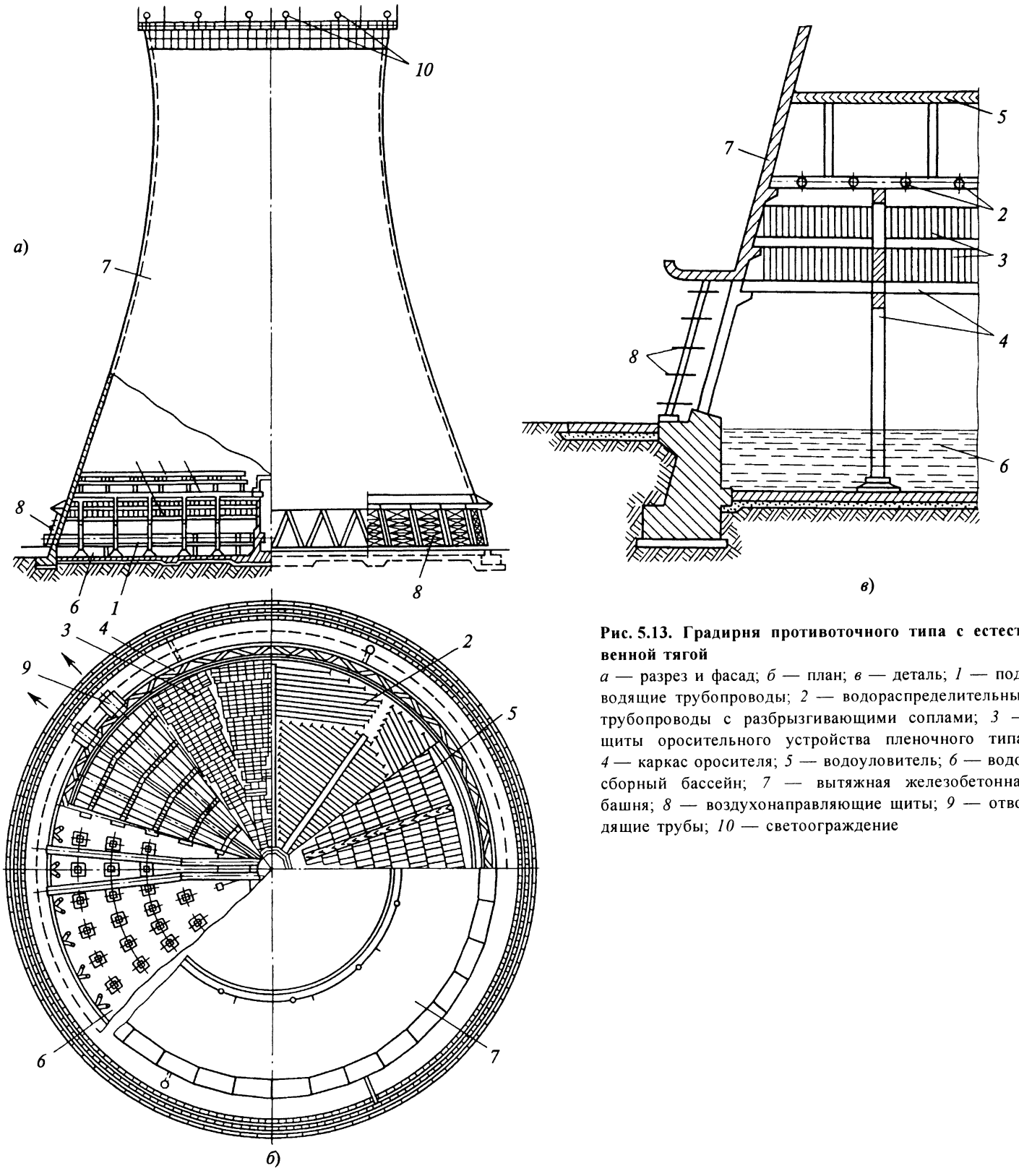


Рис. 5.13. Градирня противоточного типа с естественной тягой

а — разрез и фасад; *б* — план; *в* — деталь; *1* — подводящие трубопроводы; *2* — водораспределительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами; *3* — щиты оросительного устройства пленочного типа; *4* — каркас оросителя; *5* — водоуловитель; *6* — водосборный бассейн; *7* — вытяжная железобетонная башня; *8* — воздухонаправляющие щиты; *9* — отводящие трубы; *10* — светоограждение

назначения типа Д и специальные вертикальные насосы типа В.

На рис. 5.15 показана конструкция циркуляционного насоса типа Д: одноступенчатого, горизонтального с рабочим колесом, имеющим два входа. Симметричное рабочее колесо насажено на шпонках на вал. На концы вала устанавливаются радиально-упорные шариковые подшипники, помещае-

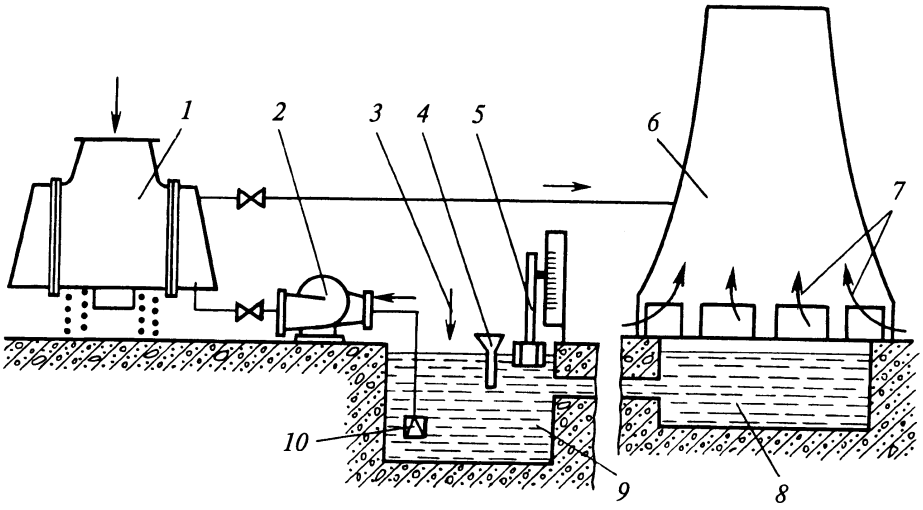


Рис. 5.14. Циркуляция воды в схеме оборотного водоснабжения с градирней
1 — конденсатор; *2* — циркуляционный насос; *3* — добавка воды; *4* — ввод хлорной извести; *5* — указатель уровня; *6* — градирня; *7* — атмосферный воздух; *8* — сборный бассейн; *9* — водоприемный колодец; *10* — приемный (обратный) клапан насоса

мые в опоры, прикрепляемые к нижней половине корпуса насоса, имеющего горизонтальный разъем. Для уплотнения концов валов используется вода из напорного патрубка.

На рис. 5.16 показана конструкция вертикального центробежного насоса типа В. Корпус насоса установлен на фундаментной раме и имеет вертикальный входной и горизонтальный выходной патрубки. Рабочее колесо насоса крепится на болтах к валу, который вращается в подшипниках со специальными вкладышами, смазываемыми водой. Вал насоса жестко соединен с валом электродвигателя,

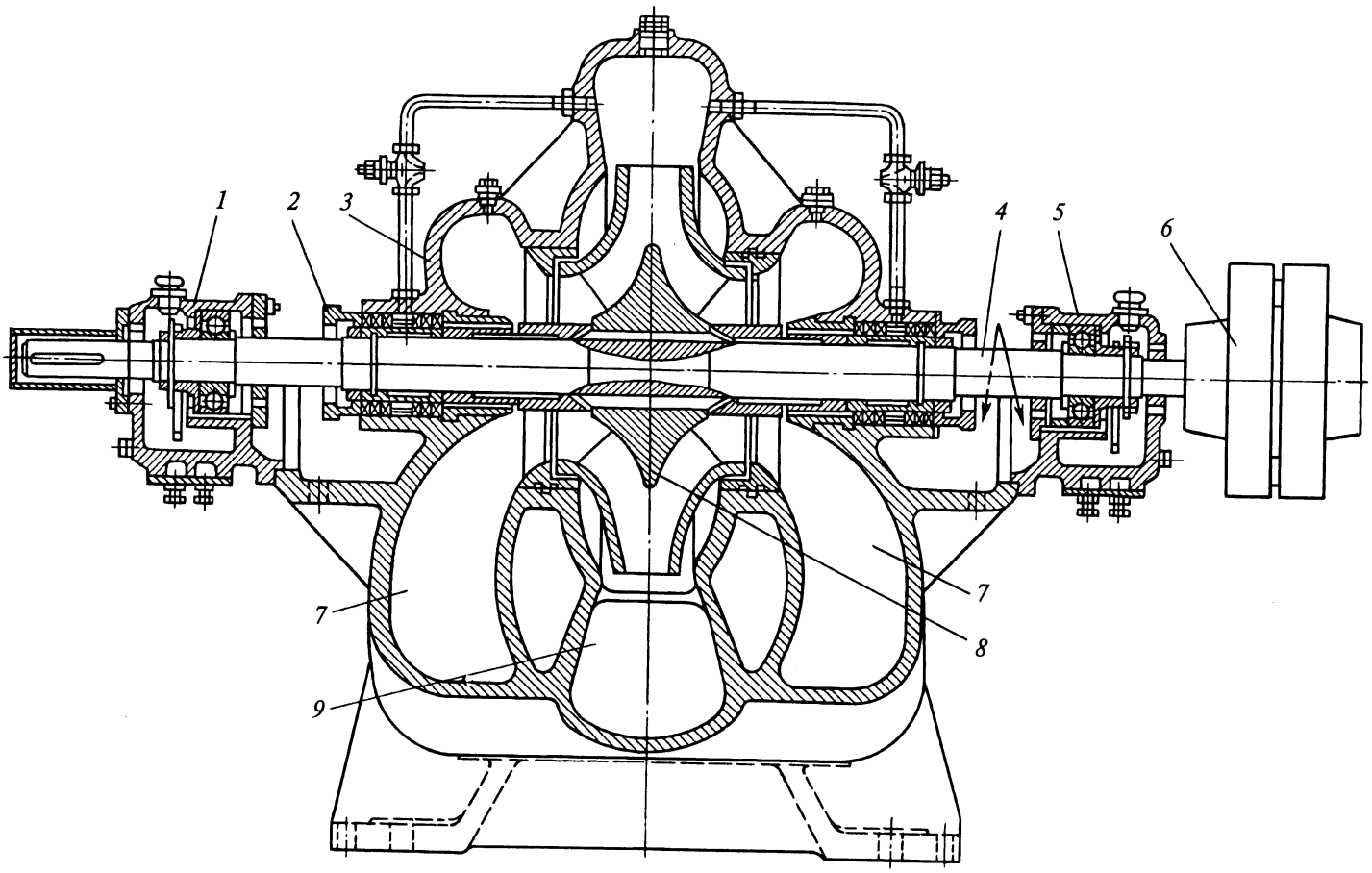


Рис. 5.15. Циркуляционный насос типа Д
1, 5 — подшипники; *2* — уплотнение; *3* — корпус; *4* — ротор; *6* — муфта; *7* — всасывающий патрубок с двухсторонним входом; *8* — рабочее колесо; *9* — выходной (напорный) патрубок

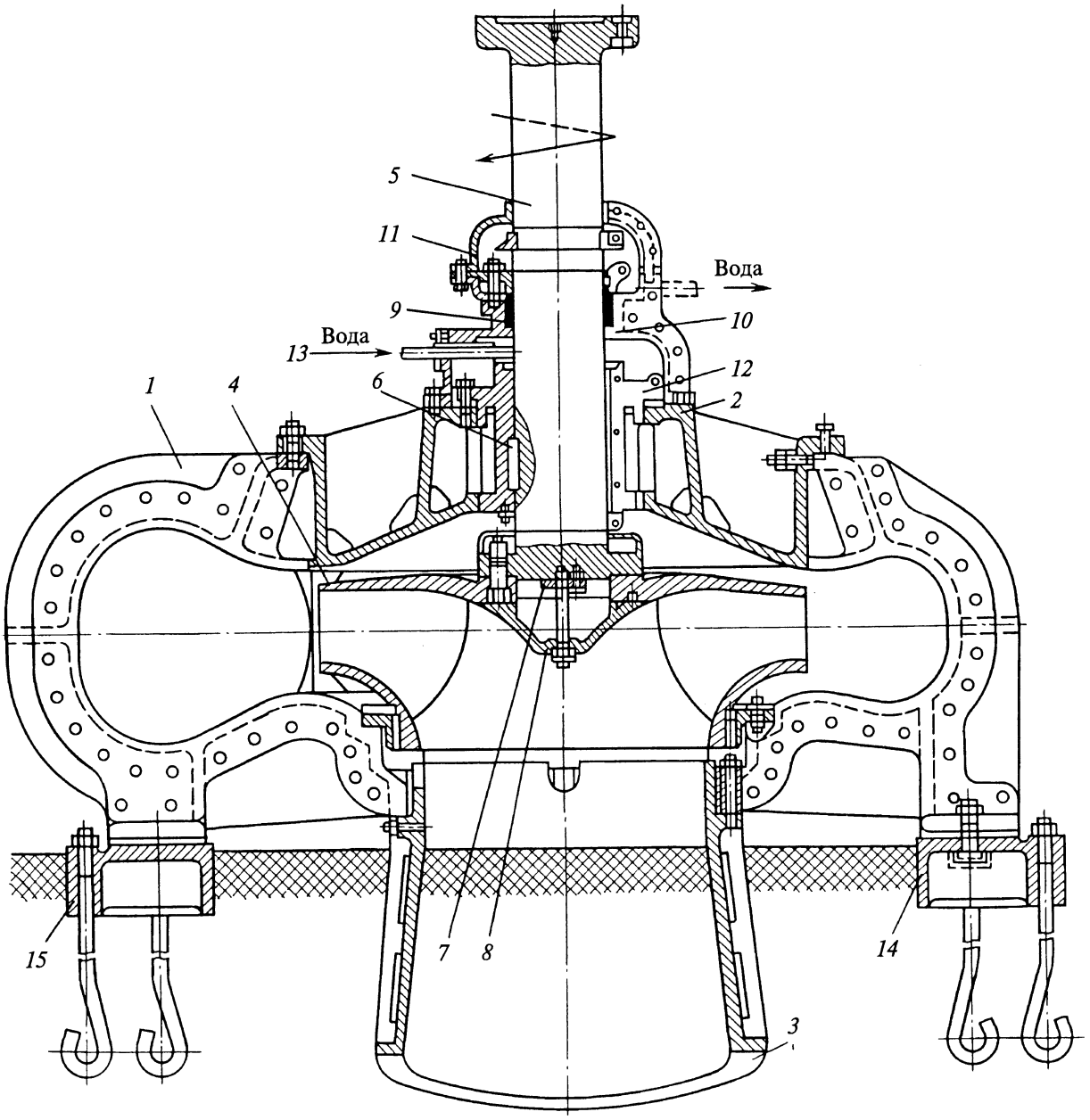


Рис. 5.16. Центробежный вертикальный насос
1 — корпус; *2* — крышка; *3* — входной патрубок; *4* — рабочее колесо; *5* — вал; *6* — шпонка; *7* — шайба; *8* — обтекатель; *9* — сальник; *10* — корпус сальника; *11* — крышка сальника; *12* — опорный подшипник; *13* — подвод воды для смазки подшипника; *14*, *15* — закладные части фундамента

опоры которого одновременно служат опорами вала насоса. Масса ротора насоса и осевое усилие на роторе воспринимаются пятой электродвигателя. Для уплотнения вала насоса используется мягкая сальниковая набивка. В последнее время началось использование вертикальных диагональных (центробежно-осевых) насосов в системах охлаждения с градирнями.

В табл. 5.4 (см. с. 198) приведены характеристики циркуляционных насосов типа В, используемых на ТЭЦ.

5.6.2. Система очистки охлаждающей воды и поддержания чистоты трубок конденсатора

К конденсатору, как к любому теплообменному аппарату, предъявляется два противоречивых требования. Он должен иметь высокий уровень теплопередачи и малое гидравлическое сопротивление. Реальные конденсаторы создаются на основе компромисса этих требований.

Таблица 5.4

Основные технические характеристики центробежных насосов типа В

Тип насоса*	Кавитационный запас, м ст. жидкости, не менее	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
600В-1,6/100	12	750	1620	88	2450 × 2330 × 4650	7450
800В-2,5/100	12	600	2450	88	2810 × 2850 × 4715	11 000
800В-25/40	12	600	1300	87	2850 × 2316 × 4720	13 800
1000В-4/63	12	500	3600	88	2810 × 2980 × 4510	13 000
1000В-4/40	12	500	1810	87	3160 × 2800 × 5335	13 200
1200В-6,3/100	12,5	375	7440	88	4190 × 4080 × 6850	34 100
1200В-6,3/63	12	375	4180	89	3675 × 3260 × 6150	23 800
1200В-6,3/40	8	300	1600	87	4075 × 3780 × 7000	35 000
1600В-10/40	9	250	3000	88	4850 × 4600 × 6220	34 160
200В-16/35	—	250	9500	86	5870 × 5235 × 18 610	100 0000

* Условное обозначение насоса: цифра перед буквой — диаметр напорного патрубка, мм; буква В — вертикальный; цифры в числителе — подача, $м^3/с$; в знаменателе — напор, м.

При эксплуатации происходит загрязнение тракта охлаждающей воды: заносятся отложениями циркуляционные водоводы, водяные камеры и трубная система конденсаторов. Это приводит к снижению расхода охлаждающей воды и росту сопротивления передаче тепла от конденсирующегося пара к охлаждающей воде. В результате давление в конденсаторе растет, мощность турбины и экономичность турбоустановки уменьшаются. Поэтому вплоть до настоящего времени на большинстве ТЭЦ используют периодические очистки конденсаторов: механические (с помощью пескоструйных установок и ершей), кислотные промывки, вакуумные сушки и т.д. Все эти способы имеют многочисленные недостатки. Наиболее эффективным способом поддержания чистоты трубок оказалось использование эластичных шариков из пористой резины, диаметр которых больше внутреннего диаметра трубок на 1—2 мм. Эластичные шарики подаются во входную камеру конденсатора и движутся по трубкам под действием разности давления между входной и выходной водяными камерами. Важно подчеркнуть, что *шарики выполняют профилактические функции: они не служат для чистки трубной системы, а не дают оседать отложениям на внутренней поверхности трубок.* Использование непрерывной шариковой очистки дает целый ряд преимуществ:

поддерживается чистота трубок, и, следовательно, высокий коэффициент теплопередачи, что позволяет снизить удельный расход тепла на турбоустановку в разрезе года на 1—2 %;

повышается долговечность конденсаторных трубок путем исключения язвенной подшламовой коррозии, протекающей под отложениями на внутренней поверхности трубок. Тем самым исключаются присосы охлаждающей воды в питательный тракт, что повышает надежность работы ТЭЦ в целом;

исключаются механические чистки, приводящие к повреждению защитного оксидного слоя на внутренней поверхности трубок и снижению их долговечности;

исключаются термические сушки, приводящие к нарушению вальцовки трубок в турбинных досках и росту присосов сырой воды в питательный тракт;

исключаются химические промывки, использование которых вызывает серьезные экологические проблемы.

Схема системы поддержания чистоты конденсатора показана на рис. 5.17. Охлаждающая вода из градирни циркуляционным насосом подается к очистительному фильтру, не допускающему попадания загрязнений в водяные камеры и в трубную систему конденсатора, что, кроме всего прочего, нарушает нормальную циркуляцию шариков и их сохранность.

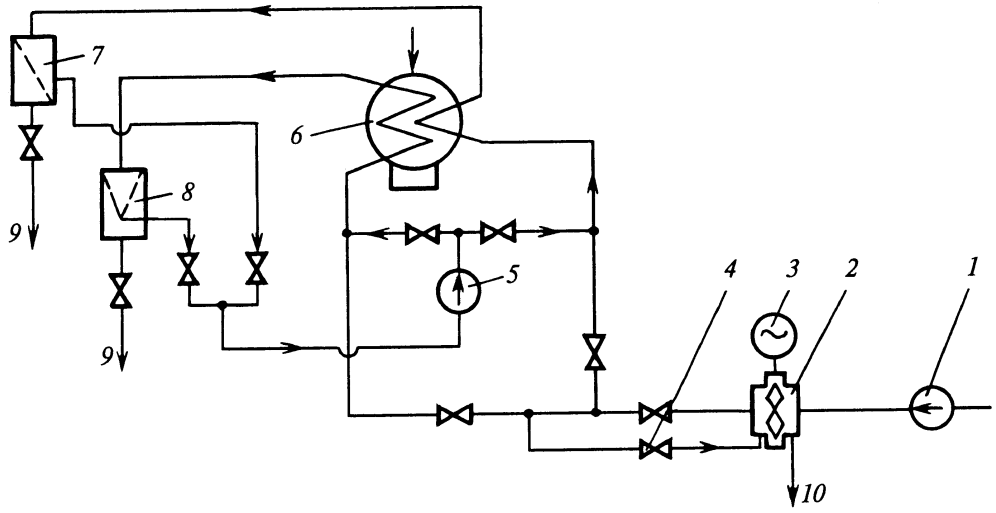


Рис. 5.17. Схема установки для поддержания чистоты конденсатора эластичными шариками
1 — циркуляционный насос; *2* — фильтр очистки охлаждающей воды; *3* — электродвигатель, вращающий колесо фильтра; *4* — подача обратного потока воды для очистки сетки фильтра; *5* — насос-дозатор подачи шариков в циркуляционную систему; *6* — конденсатор с основным и теплофикационным трубными пучками; *7, 8* — решетки, улавливающие шарики; *9* — в сливные каналы охлаждающей воды; *10* — отвод загрязнений

Фильтр представляет собой проволочную сетку с размером ячейки примерно 5 × 5 мм, установленную на колесе, которое уплотнено по периферии и периодически может медленно вращаться электродвигателем через редуктор.

Фильтр выполнен самоочищающимся. Для этого (рис. 5.18) в корпусе выгорожен отмывочный сектор, составляющий 8—10 % от сечения для прохода охлаждающей воды, в котором вращается фильтр. При нормальной работе колесо фильтра не вращается, а сетка задерживает механические загрязнения. При заносе сетки и увеличении ее гидравлического сопротивления контактный дифманометр, измеряющий разность давления до и после сетки, включает двигатель вращения колеса и обеспечивает подачу отмывочной воды, поступающей в направлении, обратном основному потоку охлаждающей воды. За один-два оборота колеса происходит смыв загрязнений, гидравлическое сопротивление фильтра снижается, и колесо останавливается. Таким образом, отмывка фильтра происходит автоматически.

Очищенная охлаждающая вода поступает в водовод, в который специальным насосом строго дозировано подаются очищающие шарики. Шарики поступают в основной и теплофикационный трубные пучки конденсатора и очищают их от отложений. Шарики, покидающие конденсатор, улавливаются с помощью специальных решеток и направляются к насосу-дозатору. Тем самым, осуществляется непрерывная циркуляция очищающих шариков и

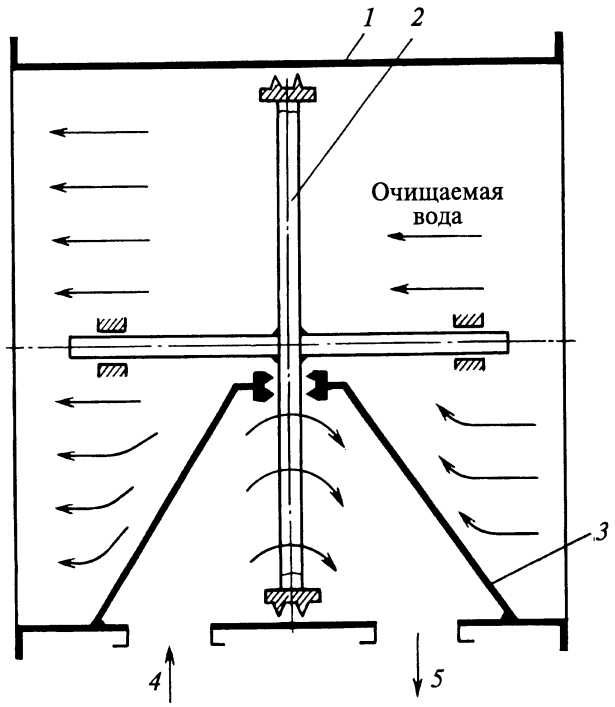


Рис. 5.18. Принцип работы самоотмывающегося фильтра
1 — цилиндрический корпус фильтра; *2* — вращающееся колесо с сеткой, уплотненное по периферии и стенкам отмывочного сектора; *3* — отмывочный сектор; *4, 5* — подвод и отвод отмывочной воды

поддерживается чистой внутренняя поверхность трубок конденсатора.

5.6.3. Конденсатные насосы

Конструкция конденсатных насосов определяется их назначением и условиями работы. Они служат для откачки из конденсатора конденсата и подачи его через систему подогревателей в деаэратор.

В установках на докритические параметры пара напор, создаваемый насосом, должен быть достаточным для преодоления гидравлического сопротивления трубопроводов и подогревателей и подачи конденсата в деаэратор с давлением 0,6 МПа, расположенном на высоте около 20 м (это необходимо для нормальной работы питательного насоса). Необходимый напор может быть создан только в насосе многоступенчатой конструкции (обычно число рабочих колес конденсатных насосов колеблется от двух до шести).

Конденсатные насосы должны откачивать большое количество основного конденсата, добавки химически обессоленной воды, дренажей подогревателей и т.п. Поэтому конденсационную установку снабжают несколькими параллельно включенными насосами, один из которых обязательно находится в резерве. Подача конденсатных насосов составляет 300—1500 м^3/ч. Их привод осуществляется стандартными электродвигателями с частотой вращения 24,71/с. Потребляемая мощность составляет 150—1250 кВт.

Включение конденсатных насосов в схему ПТУ на сверхкритические параметры пара несколько отличается от рассмотренных выше. Эти установки имеют прямоточный котел, требующий питательной воды очень высокого качества, для чего необходима 100 %-ная очистка конденсата от продуктов коррозии, солей и других загрязнений. Очистка проводится в блочной обессоливающей установке (БОУ), фильтры которой не могут выдержать больших давлений. Поэтому БОУ устанавливают между двумя группами конденсатных насосов, первая из которых служит для прокачки конденсата через БОУ, а вторая для подачи конденсата через подогреватели в деаэратор.

Условия работы конденсатных насосов очень тяжелы, так как они работают в условиях глубокого разрежения. Действительно, поскольку над уровнем конденсата в конденсатосборнике глубокий вакуум (в нашем случае можно считать, что давление в нем равно нулю), конденсатный насос нельзя располагать выше уровня конденсата из-за отрицательной высоты всасывания.

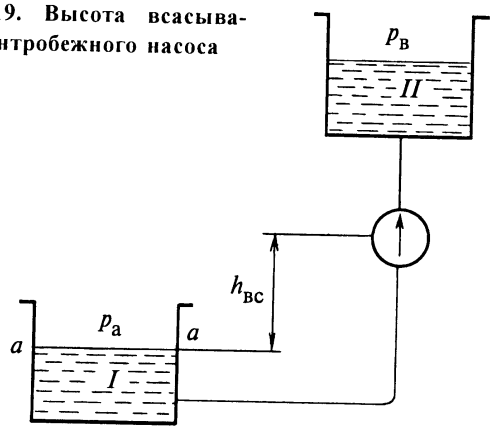


Рис. 5.19. Высота всасывания центробежного насоса

Высота всасывания — это разность геометрических высот оси насоса и уровня жидкости в сосуде, из которого она поступает в насос. Рассмотрим рис. 5.19, на котором показан центробежный насос, перекачивающий жидкость из сосуда *I* в сосуд *II*. Если на уровне *a—a* в сосуде *I* давление равно $p_а$, то во всасывающем трубопроводе на этом же уровне давление будет меньше из-за гидравлического сопротивления трубопровода до рассматриваемого сечения. Давление во всасывающем трубопроводе будет продолжать уменьшаться по мере движения жидкости вверх, и при достижении им давления насыщения, которое определяется температурой перекачиваемой жидкости, произойдет ее вскипание и срыв работы насоса. Таким образом, давление насыщения жидкости определяет максимально возможную высоту всасывания $h_{вс}$. Если насос расположить на высоте, большей $h_{вс}$, то насос работать не сможет (ниже мы увидим, что иногда даже требуется отрицательная высота всасывания).

На практике высота всасывания принимается всегда ниже максимально возможной не только для компенсации вероятных отклонений условий работы вблизи опасного предела, но и из-за возможности возникновения явления кавитации. Дело в том, что поле скоростей и давлений на входе в рабочее колесо насоса является неравномерным, и в отдельных точках потока создаются условия для вскипания жидкости. Появляющиеся пузыри пара затем превращаются опять в жидкость при их перемещении в зоны, где местное давление выше давления насыщения. Появление и исчезновение пузырьков сопровождается местными ударами, интенсивность которых может достигать 30 МПа, а частота — десятка тысяч герц. Такие местные удары приводят к быстрому износу (эрозии) рабочих колес и необходимости их ремонта или замены.

Естественно, что вероятность кавитации тем выше, чем ниже среднее давление на входе в насос, определяемое геометрической высотой всасывания. Поэтому высоту всасывания необходимо принимать с учетом возможности возникновения явления кавитации.

Таким образом, для нормальной работы конденсатного насоса необходим подпор на его всасывающей стороне. Его можно получить установкой насоса ниже конденсатора, отметка которого практически совпадает с уровнем земли. Поэтому требуется заглубление насосов. Обычно на крупных электростанциях конденсатные насосы устанавливают в подвальном помещении.

Глубокое разрежение на входе в конденсатный насос вызывает и другое неприятное явление: при недостаточной герметичности насоса происходит подсос воздуха, повышающий вероятность срыва насоса, вызывающий снижение его производительности и насыщающий конденсат кислородом, который вызывает коррозию конденсатного тракта с выносом продуктов коррозии в котел и турбину. Поэтому для обеспечения герметичности конденсационных насосов применяют специальные конструктивные меры.

В качестве примера на рис. 5.20 представлен конденсатный насос КсВ-1500-120.

Насос выполнен вертикальным и соединяется с электродвигателем посредством жесткой муфты и промежуточного вала. При частоте вращения 750 1/мин насос создает напор H около 120 м при подаче 1500 м^3/ч. Мощность установленного двигателя 620 кВт. Требуемый необходимый подпор на всасывающей стороне насоса составляет около 2,3 м вод. ст.

Насос выполнен четырехступенчатым. На валу насоса на шпонках расположены четыре рабочих колеса, перед первым из которых установлен подпорный винт для обеспечения высокой кавитационной стойкости этого колеса. Для разгрузки подшипников насоса от осевого усилия установлен разгрузочный барабан, приемная камера которого соединена с всасывающим патрубком. Небольшое осевое усилие, возникающее на валу, воспринимается верхним сдвоенным радиально-упорным подшипником. Смазка и охлаждение нижнего подшипника производятся конденсатом.

Верхний подшипник смазывается маслом, подаваемым из масляной ванны вращающейся втулкой со специальной нарезкой. Корпус подшипника охлаждается конденсатом.

Нижний конец вала не имеет выхода наружу, что исключает подсос воздуха через уплотнение. Верхний конец вала уплотнен сальником с мягкой набивкой, в середину которой вставлено плавающее кольцо с отверстиями. Во время стоянки насоса (например, в резерве) к отверстиям кольца подводится конденсат с давлением 0,3—0,5 МПа для того, чтобы исключить подсос воздуха через сальник в трубопровод конденсата.

В табл. 5.5 приведены основные характеристики конденсатных насосов энергетических блоков.

Таблица 5.5

Основные технические характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Подача, м^3/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения, 1/мин	Потребляемая мощность, кВт	КПД насоса, %
Кс32-150	30	150	1,6	3000	22	60
Кс50 (55-110)	50	55—110	1,6	1500	11,9—23,8	63
Кс80-155	80	155	1,6	3000	52	65
КсД120-55/3	120	55	1,6	1500	24,8	66
КсД140-140/3	140	140	1,6	1500	77	62
КсВ200-220	200	220	2,5	1500	164	73
КсВ320-160	320	160	2,0	1500	186	75
КсВ320-210	320	210	1,6	1500	255	75
КсВ500-85	500	85	1,6	1000	154	75
КсВ500-150	500	150	2,5	1500	272	75
КсВ500-220	500	220	2,5	1500	400	75
КсВ1000-95	1000	95	2,5	1000	342	76
КсВ1500-120	1500	120	2,3	740	620	73
КсВ1600-90	1600	90	2,8	1000	515	76
КсВ2000-90	1600	90	2,7	1000	746	76

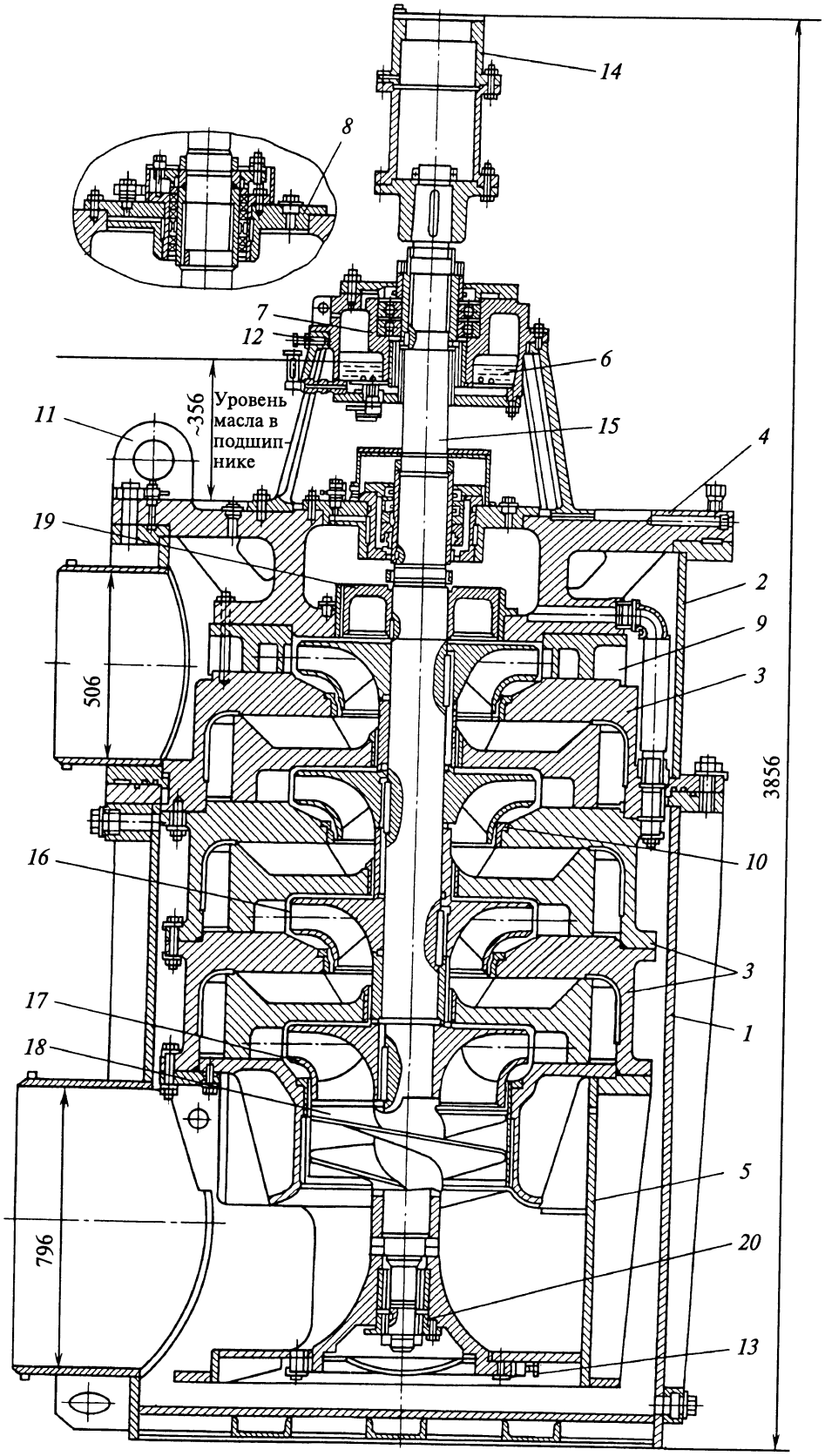


Рис. 5.20. Конденсатный насос КсВ-1500-120

1 — наружный (сварной) корпус; *2* — верхняя часть корпуса; *3* — секции внутреннего корпуса; *4* — крышка напорная; *5* — корпус всасывания; *6* — масляная ванна; *7* — сдвоенный радиально-упорный подшипник; *8* — корпус уплотнения; *9*, *10* — уплотнение рабочего колеса; *11* — проушина; *12*, *13* — установочные винты для центровки; *14* — промежуточный вал; *15* — вал; *16*, *17* — рабочие колеса; *18* — подпорный винт; *19* — разгрузочный диск; *20* — подшипник скольжения

5.6.4. Эжекторы

В конденсационных установках для создания вакуума в конденсаторе в настоящее время с равным успехом используются как пароструйные, так и водоструйные эжекторы.

Рабочим телом в пароструйном эжекторе служит пар, поступающий от деаэраторов.

Эжекторы для быстрого набора вакуума при пуске выполняют одноступенчатыми (рис. 5.21).

К рабочему соплу *1* подается пар с давлением, в несколько раз превышающим атмосферное. Сопло выполняют сначала суживающимся, а затем расширяющимся (в виде сопла Лаваля), поэтому на выходе из него получают очень высокую скорость пара (более 1000 м/с). Выходящий пар поступает в камеру смешения *2*, сообщенную с паровым пространством конденсатора, и оказывает на поступающую сюда паровоздушную смесь *4* эжектирующее (подсасывающее) действие. В результате образуется смесь рабочего пара и паровоздушной смеси, поступающая в диффузор *3*. В нем происходит преобразование кинетической энергии пара в энергию давления, в результате чего давление на выходе из диффузора несколько превышает атмосферное и поэтому происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Из рис. 5.21 видно, что эжектор является очень простым устройством, однако в таком исполнении он имеет много недостатков. Его КПД мал, поскольку в одном диффузоре необходимо повысить давление поступающей из конденсатора смеси от нескольких килопаскалей до атмосферного. С помощью одноступенчатого эжектора невозможно создать давление ниже 15 кПа (вакуум более 650 мм рт. ст.), в то время как для экономичной работы турбоустановки часто требуется давление 4—5 кПа. Тепло рабочего пара и сам пар, выходящий в атмосферу, теряются безвозвратно.

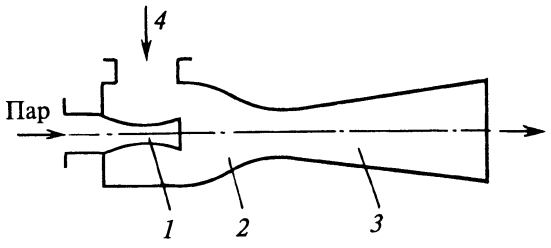


Рис. 5.21. Схема пароструйного эжектора

Поэтому эжекторы, отсасывающие паровоздушную смесь постоянно, выполняют многоступенчатыми с оптимальной степенью сжатия в каждой ступени, с использованием тепла рабочего пара и с сохранением его в цикле установки.

На рис. 5.22, *а* показана схема трехступенчатого пароструйного эжектора. Камера смешения эжектора первой ступени сообщается с конденсатором. Сжатая в эжекторе первой ступени паровоздушная смесь не выбрасывается в атмосферу, а направляется в холодильник эжектора ступени *I* — на трубную систему, внутри которой проходит холодный конденсат, идущий от конденсатных насосов. В результате происходит конденсация пара из паровоздушной смеси с передачей тепла конденсации поступающему конденсату. Несконденсировавшаяся часть паровоздушной смеси поступает в камеру смешения ступени *II* и затем — ступени *III*. На выходе из ступени *III* паровоздушная смесь содержит очень малое количество пара. Конденсат рабочего пара эжекторов перепускается из холодильника с большим давлением в холодильник с меньшим давлением и из холодильника ступени *I* направляется в конденсатор. Поэтому рабочее тепло в рассмотренном эжекторе практически не теряется.

На трубопроводе выхода воздуха из эжектора в атмосферу устанавливают обратный клапан для исключения возможности срыва вакуума в конденсаторе при прекращении подачи рабочего пара к эжекторам и расходомер количества отсасываемого воздуха. Его показания позволяют судить о плотности вакуумной системы и принимать надлежащие меры при ее нарушении.

На рис. 5.22, *б* приведен продольный разрез пароструйного эжектора. Пар для эжектора поступает от деаэратора с параметрами 0,5 МПа и 158° С. Каж-

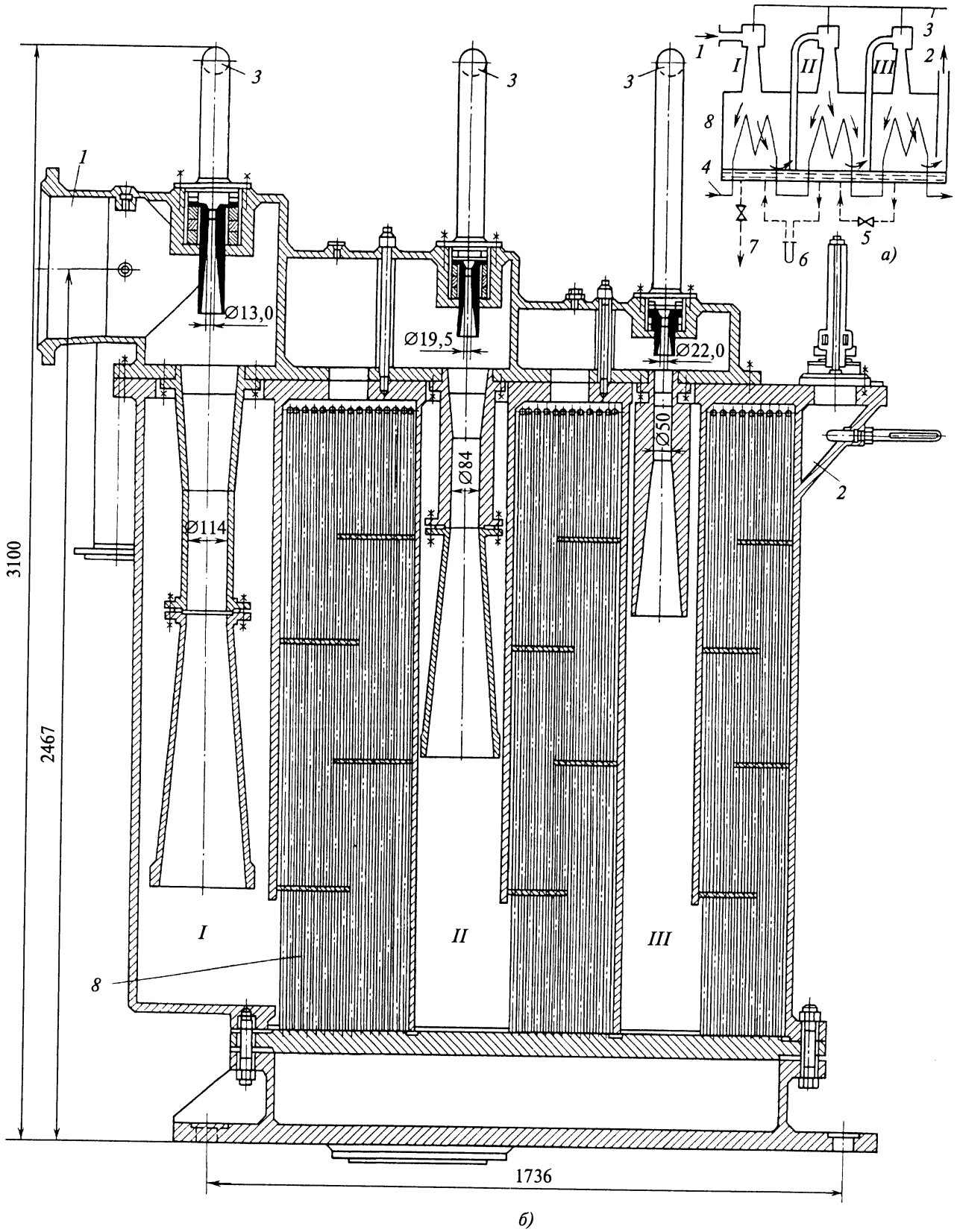


Рис. 5.22. Трехступенчатый пароструйный эжектор

а — схема эжектора и его включения; *б* — эжектор; *I*, *II*, *III* — ступени эжектора с давлением всасывания соответственно 3,6; 6 и 20 кПа; *1* — вход паровоздушной смеси из конденсатора; *2* — выхлоп эжектора при давлении паровоздушной смеси 0,11 МПа; *3* — подвод рабочего пара с давлением 0,5 МПа; *4* — вход охлаждающего конденсата; *5*, *6* — сброс дренажа; *7* — отвод дренажа в конденсатор; *8* — холодильники

дая из ступеней эжектора состоит из собственно эжектора и холодильника. Все холодильники — двухходовые, включенные параллельно по охлаждающему конденсату (в отличие от рис. 5.22, *а*); расход охлаждающего конденсата составляет 500 т/ч при температуре 27,6 °С. Внутри парового пространства каждого из холодильников выполнены четыре перегородки, поэтому они являются пятиходовыми по пару. По мере движения паровоздушной смеси в эжекторе ее давление постепенно повышается. При давлении в конденсаторе 3 кПа в камере всасывания *II* ступени давление равно примерно 6 кПа, *III* ступени — 29 кПа, а на выхлопе эжектора — 110 кПа. Ступень *I* эжектора потребляет 350 кг/ч рабочего пара, ступень *II* — 81 кг/ч, ступень *III* — 1030 кг/ч. При этом эжектор отсасывает в час 118 кг смеси, в которой содержится 50 кг воздуха.

Наряду с пароструйными, применение находят водоструйные эжекторы, рабочим теплом которых служит вода, отбираемая в количестве 5—7 % из напорного циркуляционного водовода. Водоструйные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные, однако отсасываемый пар и его тепло теряются безвозвратно.

На рис. 5.23 показана схема водоструйного эжектора ЭВ-1-350 ЛМЗ. Его принцип действия не отличается от принципа действия пароструйного эжектора и основан на эжектирующем действии струи воды, выходящей из рабочего сопла. Смешение паровоздушной смеси с холодной водой вызывает конденсацию пара, а несконденсировавшийся воздух удаляется в атмосферу.

Для увеличения производительности водяных эжекторов с одновременным сокращением размеров их выполняют многоканальными. На рис. 5.24 показан четырехканальный водоструйный эжектор ЛМЗ ЭВ-4-1400. Вода под давлением подается в камеру *1*, затем в четыре сопла *2* и в камеру *3*, куда поступает и паровоздушная смесь. Водяные сопла *2* установлены против диффузоров *4*, в которые направляются струи воды и увлекаемая ими паровоздушная смесь. Отвод воды производится из нижнего патрубка.



Рис. 5.23. Схема водоструйного эжектора ЭВ-1-350 ЛМЗ

В последнее время находят применение водокольцевые воздушные насосы, принцип работы которых показан на рис. 5.25. На роторе *1* установлены рабочие лопатки *3*, а сам ротор размещен в корпусе *2* эксцентрично. При подаче в корпус воды рабочие лопатки отбрасывают ее к периферии, в результате чего образуется уплотняющее водяное кольцо *5*. Внутри него располагается межлопаточная полость *6*, поперечное (радиальное) сечение которой сначала увеличивается, а затем уменьшается. Через отверстия *4* из конденсатора подводится паровоздушная смесь, которая сжимается по мере движения в межлопаточной полости до давления, несколько превышающего атмосферное, и через каналы *7* удаляется наружу.

Эффективности работы водокольцевых насосов способствует непрерывная конденсация пара из паровоздушной смеси на поверхности водяного кольца, для поддержания низкой температуры поверхности которого организован непрерывный поток уплотняющей воды.

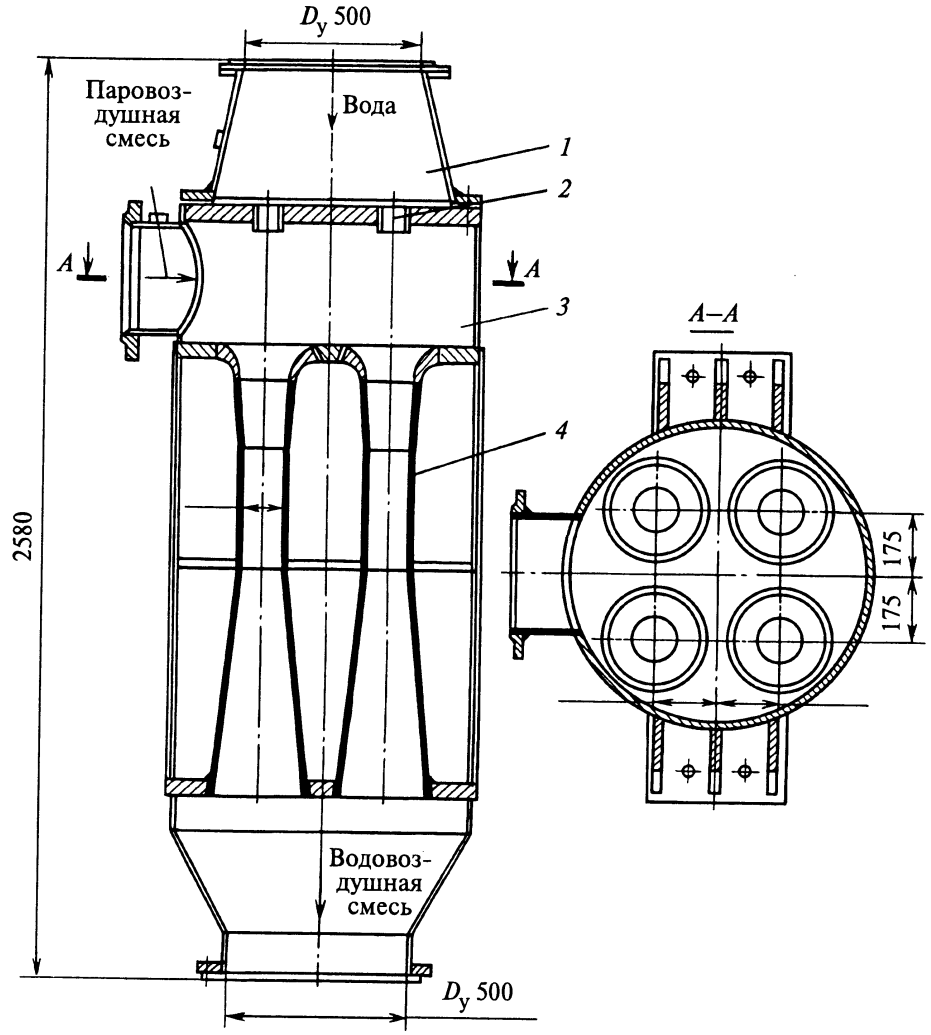


Рис. 5.24. Водоструйный эжектор ЭВ-4-1400 ЛМЗ

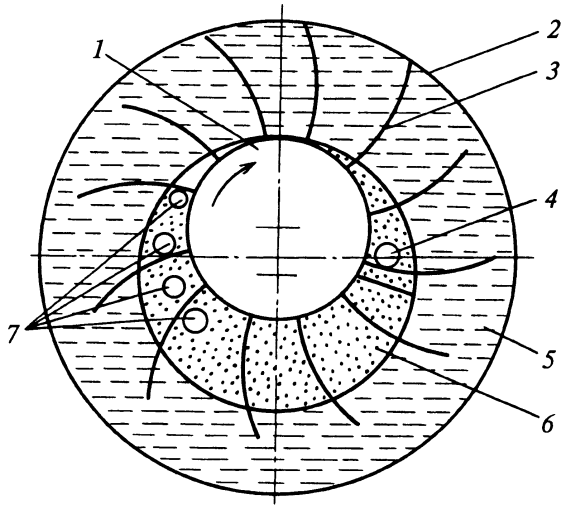


Рис. 5.25. Схема водокольцевого насоса

Контрольные вопросы

1. В чем разница во влиянии конденсатора на экономичность для теплофикационной и конденсационной турбоустановок?
2. Назовите основные функции конденсатора в теплофикационной ПТУ.
3. Назовите основные устройства конденсационной установки и их назначение.
4. Почему в конденсаторе образуется глубокий вакуум?
5. Определите удельные объемы воды и пара при температуре насыщения 18 °С.
6. Чем вредны присосы воздуха в конденсатор?
7. Почему компоновку основного пучка конденсатора выполняют ленточной?
8. В каком ходе охлаждающей воды конденсатора и почему размещают воздухоохладитель?
9. Объясните, как связаны работа конденсатора и эжектора.
10. Что такое переохлаждение конденсата, каковы его причины и чем оно вредно?

11. Чем опасно попадание сырой воды в паровое пространство конденсатора?
12. Почему конденсаторы крупных турбин крепят к корпусу ЦНД только посредством сварки?
13. Почему конденсатор не крепят к фундаменту жестко, а устанавливают его на пружинах?
14. Какие конструктивные решения обеспечивают плотное соединение трубок и трубной доски конденсатора?
15. Каковы преимущества и недостатки конструкции двойной трубной доски?
16. Какие меры принимают для уменьшения переохлаждения конденсата?
17. Для какой цели служит встроенный (теплофикационный) пучок в конденсаторах теплофикационных турбин?
18. Что такое кратность охлаждения?
19. Чем отличается прямоточное водоснабжение от оборотного? В чем преимущества и недостатки каждого из них?
20. Как организована очистка охлаждающей воды конденсаторов при наличии шариковой очистки трубных поверхностей ?
21. Назовите основной принцип применения очистки конденсаторов губчатыми шариками.
22. В чем главная особенность условий работы конденсатных насосов? Когда конденсатный насос работает надежней: при глубоком вакууме или при атмосферном давлении в конденсаторе?
23. Назовите основные типы воздушных насосов. Объясните их принцип действия, назовите преимущества и недостатки.

Глава шестая

СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

6.1. НАГРЕВ СЕТЕВОЙ ВОДЫ НА ТЭЦ

Одной из главных задач ТЭЦ является нагрев требуемого количества сетевой воды $W_{с.в}$ с температурой $t_{о.с}$ до требуемой температуры $t_{п.с}$. Таким образом, режим работы ТЭЦ по отпуску тепла с сетевой водой диктуется потребителем тепла — тепловой сетью — и должен в неукоснительном порядке выполняться ТЭЦ.

Нагрев сетевой воды на ТЭЦ до одной и той же температуры $t_{п.с}$ можно осуществить разными способами.

Самый простой и самый неэкономичный способ — это нагрев воды с помощью редукционно-охладительных установок (РОУ). Сетевая вода разделяется на несколько параллельных потоков и поступает к РОУ, подключенным к паропроводам, подающим пар к турбинам. Часть свежего пара, поступающего к каждой паровой турбине, редуцируется и направляется в сетевой подогреватель (СП), где, конденсируясь, передает тепло конденсации сетевой воде. По существу в этом случае на ТЭЦ параллельно с паровой конденсационной турбиной установлена котельная с дорогостоящим энергетическим паровым котлом на высокие параметры пара, иногда сверхкритического давления, с дорогостоящей РОУ, арматурой и теплообменником.

Другим способом является использование тепла конденсации пара низкого давления, отбираемого из турбины после того, как он прошел часть ее и выработал механическую энергию. Однако и при этом необходимо отбирать пар достаточно высокого давления, особенно для получения высокой температуры прямой сетевой воды.

Поэтому в большинстве случаев для нагрева сетевой воды на ТЭЦ используются теплофикационные установки, принципиальная схема одной из которых показана на рис. 6.1.

В состав теплофикационной установки входят:

сетевые подогреватели;

система насосов, обеспечивающая циркуляцию сетевой воды через теплофикационную установку и через теплосеть;

паропроводы отопительных отборов;

система эвакуации конденсата греющего пара;

система удаления неконденсирующихся газов;

система подпитки тепловой сети.

Обратная сетевая вода из магистральных трубопроводов различных районов подается в один или несколько коллекторов обратной сетевой воды (рис. 6.1). Из этого коллектора питаются все теплофикационные установки ТЭЦ, каждая из которых работает от своей турбины. В конечном счете все теплофикационные установки работают на один или несколько напорных коллекторов прямой сетевой воды, откуда она подается на отопление районов города.

Сетевая вода из магистрали обратной сетевой воды ТЭЦ сетевыми насосами I подъема *СН-I* подается к нижнему сетевому подогревателю *СП-1*. В некоторых режимах ее предварительно можно подогреть в теплофикационном пучке конденсатора. После *СП-1*, если температура сетевой воды соответствует требованию температурного графика тепловой сети, она через байпасные линии сетевыми насосами II подъема *СП-II* направляется в напорную магистраль прямой сетевой воды ТЭЦ. Если $t_{п.с}$ меньше, чем требует температурный график сети, то сетевая вода подается в *СП-2*, обогреваемый паром с большим давлением и соответственно с более высокой температурой конденсации. В большинстве случаев сетевую воду в обоих сетевых подогревателях нагревают до 100—120 °С. Поэтому при необходимости иметь еще более высокую температуру сетевой воды, например, в очень холодное время, ее после двух сетевых подогревателей направляют в пиковый водогрейный котел (ПВК). В нем сжигается дополнительное топливо и вода нагревается до 140—200 °С в соответствии с потребностями конкретного теплового графика.

Паропроводы отопительных отборов подают пар из камер отборов турбины в сетевые подогреватели. Главное требование к ним — малое гидравлическое сопротивление, не снижающее выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Поэтому их выполняют большим числом (обычно 1—4), большого диаметра (вплоть до 1300 мм), минимальной протя-

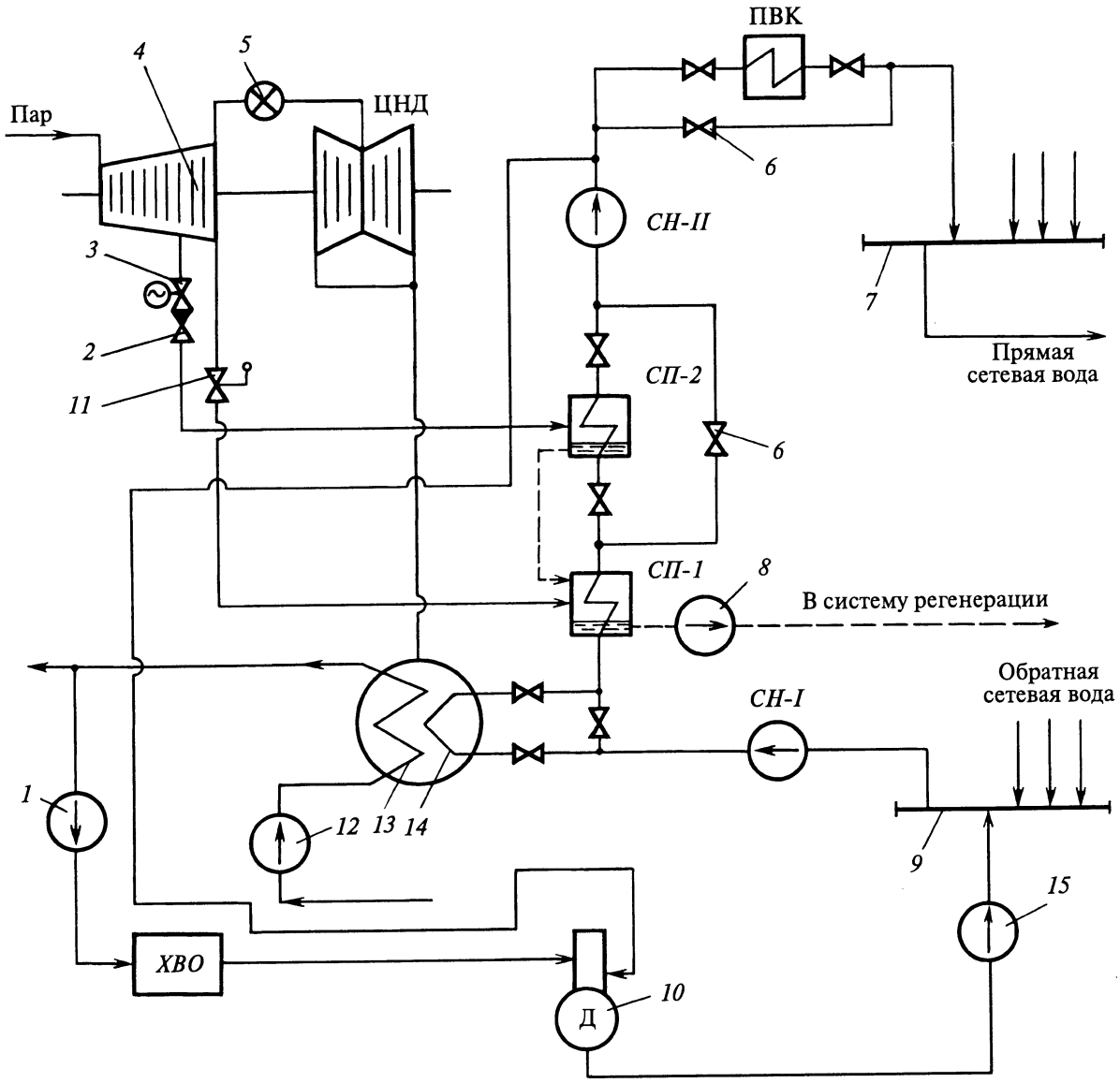


Рис. 6.1. Принципиальная схема теплофикационной установки и ее включение в общую схему подогрева сетевой воды на ТЭЦ

1 — насос сырой воды, подающий ее на химводоочистку; *2* — обратные клапаны (КОС); *3* — задвижка для отключения верхнего сетевого подогревателя *СП-2*; *4* — переключаемый отсек; *5* — регулирующий клапан ЦНД; *6* — обводные задвижки; *7* — напорный коллектор прямой сетевой воды; *8* — конденсатный насос конденсата греющего пара; *9* — коллектор обратной сетевой воды; *10* — вакуумный (или атмосферный) деаэратор подпиточной воды; *11* — предохранительный клапан; *12* — циркуляционный насос; *13* — основной пучок конденсатора; *14* — встроенный (теплофикационный) пучок; *15* — подпиточный насос

женности (подогреватели размещают прямо под турбиной) и с минимальным количеством арматуры, обладающей сопротивлением.

На паропроводах к *СП-1* обычно никакой арматуры, кроме предохранительных клапанов, не устанавливают. При недопустимом повышении давления пара в тракте от турбины до сетевого подогревателя они сбрасывают пар в атмосферу. На паропроводах к *СП-2* устанавливают задвижку для их отключения и обратный клапан типа КОС (клапан обратный соленоидный) с принудительным закрытием (см. гл. 4). Обратные клапаны препятствуют разгону турбины потоком пара, образующимся в сетевом подогревателе из конденсата греющего пара при сбросе нагрузки, а также попаданию в турбину сетевой воды, переполняющей подогреватель при разрыве трубок.

Конденсат греющего пара *СП-1* по каскадной схеме сбрасывается в *СП-2*, а из него с помощью дренажного насоса закачивается в систему регенерации. Может использоваться и другая схема: закачка конденсата каждого подогревателя осуществляется в соответствующее место тепловой схемы. Выбор схемы в основном определяется степенью

загрязнения конденсата присосами сетевой водой, вызываемых неплотностью трубной системы сетевого подогревателя. Обычно для откачки конденсата используется группа насосов, включающая один резервный насос.

Поскольку нижний *СП-1* всегда, а *СП-2* достаточно часто работают с вакуумом в своем паровом пространстве и в соответствующей части турбины, то имеются присосы воздуха. Для его удаления с помощью эжекторной установки осуществляют из воздухоохладителей сетевых подогревателей каскадный отсос неконденсирующихся газов: из *СП-2* они отсасываются в *СП-1*, а из него — в конденсатор.

Для подпитки тепловой сети на ТЭЦ устанавливается специальная система (рис. 6.1). Для этого сырая вода из сливного водовода конденсатора группой параллельных насосов подается к химводоочистке (*ХВО*), а из нее — в специальный вакуумный (или атмосферный) деаэратор. Греющей средой в деаэраторе является сетевая вода, нагретая в *СП-1* и *СП-2*. Поскольку давление сетевой воды составляет 0,8 МПа, а температура — 60—100 °С, то при ее подаче в деаэратор, находящийся под вакуумом, она вскипает. Образующийся пар нагревает химически очищенную воду до температуры насыщения, при которой через выпар удаляются неконденсирующиеся газы. Затем очищенная и деаэрированная вода подпиточными насосами подается в коллектор обратной сетевой воды ТЭЦ, к которому параллельно подсоединяются подпиточные установки, описанные выше.

6.2. НАЗНАЧЕНИЕ И РОЛЬ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Назначение сетевых подогревателей состоит в нагреве заданного количества сетевой воды до заданной температуры. Принцип его работы ничем не отличается от принципа работы поверхностного конденсатора (см. рис. 6.1). Разница состоит прежде всего в том, что в конденсаторе холодный теплоноситель (циркуляционная вода) служит для конденсации пара, покидающего турбину, и создания низкого давления на выходе из турбины, а сетевой подогреватель осуществляет нагрев сетевой воды до заданной температуры за счет тепла конденсации пара при давлении, которое обеспечивает необходимую температуру конденсации. Другое его существенное отличие от конденсатора состоит в условиях работы: параметрах нагреваемой среды и параметрах греющего пара. В конденсаторе циркуляционная вода нагревается на 10—15 °С и составляет на выходе из него в самом неблагоприятном случае 40—50 °С. В сетевом подогревателе температура на выходе составляет 110—120 °С, а после дополнительного нагрева в ПВК 140—150 °С. Для того, чтобы сетевая воды не закипела, ее давление с учетом необходимого запаса должно быть не менее 0,8 МПа. Давление циркуляционной воды в конденсаторе существенно ниже и определяется только необходимостью преодолеть гидравлическое сопротивление конденсатора, поднять ее до сопел разбрызгивающего устройства градирни и обеспечить ее распыл в градирне. Давление поступающего в конденсатор пара не превышает 10—12 кПа, в то время как для обеспечения нагрева сетевой воды требуется температура конденсации, соответствующая давлению 250—300 кПа. Таким образом, по параметрам теплоносителей сетевые подогреватели работают в существенно более сложных условиях, чем конденсаторы. Зато объемные расходы теплоносителей в подогревателях существенно меньше, и как результат, их габариты значительно меньше (хотя в абсолютных цифрах — это достаточно большие аппараты), чем габариты конденсаторов.

Теплофикационная турбина с одним сетевым подогревателем представляет собой как бы две турбины с двумя конденсаторами: конденсационный поток пара проходит всю турбину и поступает в конденсатор, а теплофикационный — только через часть турбины и поступает в подогреватель, который играет роль конденсатора. Отсюда и следует роль подогревателя: она зависит от соотношения конденсационного и теплофикационного потоков пара и от изменения теплоперепада теплофикационного потока. Поскольку теплоперепад теплофикационного потока существенно меньше, чем конденсационного, то даже небольшое изменение давления в камере отбора турбины приводит к существенному изменению теплоперепада, мощности и экономичности теплофикационного потока. Особенно велико влияние давления в отборе при работе в чисто теплофикационном режиме, когда теплофикационная турбина работает как турбина с противодавлением.

На турбинах современных ТЭЦ обычно используют ступенчатый подогрев сетевой воды в нескольких подогревателях. На рис. 6.2 показано сравнение этих схем, из которого можно понять выгоду ступенчатого подогрева. Для простоты рассуждений рассмотрим чисто теплофикационный режим, пренебрегая небольшим пропуском пара в ЦНД. Пусть требуется нагреть сетевую воду в ко-

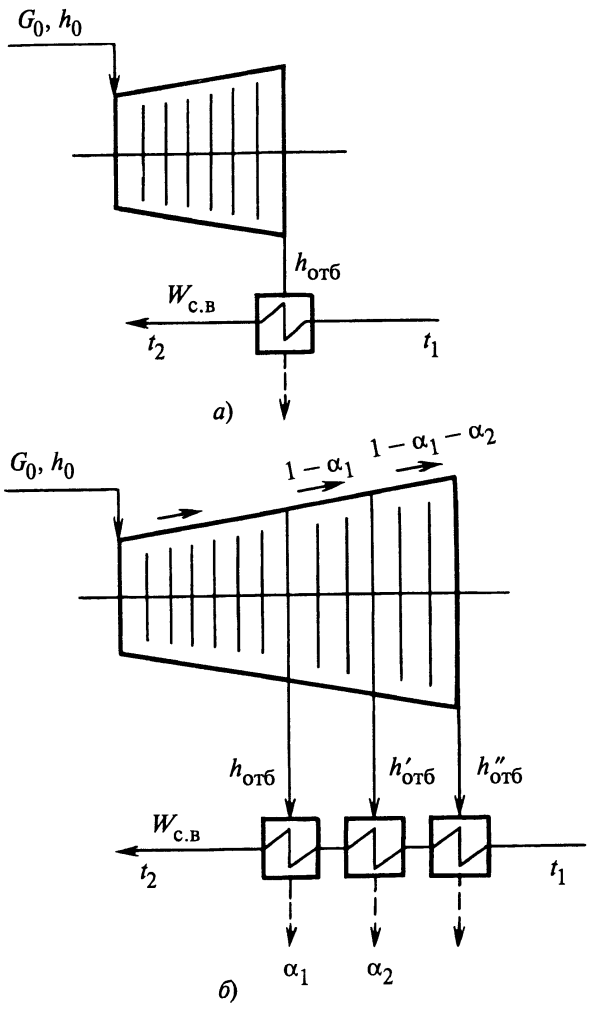


Рис. 6.2. Схемы одноступенчатого (*а*) и трехступенчатого (*б*) нагрева сетевой воды

личестве $W_{с.в}$ до заданной температуры t_2. Это проще всего осуществить в турбине с одним подогревателем (рис. 6.2, *а*), например, при расходе пара G_0 при вполне определенном давлении и энтальпии $h_{отб}$. При этом будет выработана электрическая мощность

$$P_{э0} = G_0 (h_0 - h_{отб}).$$

А теперь мысленно надстроим нашу турбину еще двумя группами ступеней, после каждой из которых будем отбирать пар на подогреватели с меньшим давлением, в которых осуществляется предварительный подогрев сетевой воды. Первый по ходу сетевой воды («нижний») подогреватель должен обогреваться паром с таким давлением, чтобы его температура конденсации была больше t_1. При этом расход в последний по ходу воды («верхний») подогреватель уменьшится, и его доля α_1 от расхода пара на турбину G_0 станет $\alpha_1 < 1$. Расходы пара на подогреватели нижний $\alpha_3 G_0$, средний $\alpha_2 G_0$ и верхний $\alpha_1 G_0$, можно подобрать так, чтобы сетевая вода в том же количестве $W_{с.в}$ нагревалась в том же диапазоне температур (от t_1 до t_2), что и при одноступенчатом подогреве. Иными словами, тепловые нагрузки в обоих случаях будут одинаковы. Но при ступенчатом подогреве выработается мощность:

$$P_э = P_{э0} + (1-\alpha_1) G_0 (h_{отб} - h'_{отб}) +$$

$$+ (1-\alpha_1-\alpha_2) G_0 (h'_{отб} - h''_{отб}),$$

большая, чем $P_{э0}$. Таким образом, при ступенчатом подогреве при тех же затратах топлива в котле и при той же тепловой нагрузке, что и при одноступенчатом подогреве, получается дополнительная «бесплатная» механическая энергия

$$\Delta P_э = (1-\alpha_1)(h_{отб} - h'_{отб}) G_0 +$$

$$+ (1-\alpha_1-\alpha_2)(h'_{отб} - h''_{отб}) G_0.$$

Этим и определяется выгода ступенчатого подогрева сетевой воды.

Теоретически максимальная термодинамическая выгода получается при бесконечно большом числе сетевых подогревателей, установленных между первым и последним отборами. Практически их число не может превышать число ступеней между ними, за которыми и можно выполнить отборы.

В климатических условиях, характерных для европейской части России оптимальным оказывается установка двухступенчатого подогрева. Даже в такой установке летом работает только «нижний» подогреватель, а «верхний» отключается. Зимой, когда тепловых возможностей верхнего подогревателя не хватает, экономически целесообразнее установить ПВК, а не 3-й «более верхний» отбор при более высоких параметрах пара, который будет работать несколько месяцев в году при весьма существенных капитальных вложениях в сам подогреватель, энергетический котел, паропроводы и т.д.

6.3. КОНСТРУКЦИИ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Для теплофикационных установок ТЭЦ выпускают сетевые подогреватели двух типов: вертикальные (ПСВ) и горизонтальные (ПСГ).

Вертикальные сетевые подогреватели выпускаются Саратовским заводом энергетического машиностроения, имеют поверхность теплообмена

Таблица 6.1

Техническая характеристика вертикальных подогревателей воды

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена, $м^2$	Рабочее избыточное давление, МПа		Максимальная температура пара на входе, °С	Расчетные параметры							Номинальный тепловой поток, 10^{-4} Вт	Скорость в трубах поверхности теплообмена при номинальном расходе, м/с	Гидравлическое сопротивление водяного пространства при номинальном расходе воды, МПа
					пара			воды						
		в паровом пространстве	в водяном пространстве		Давление, МПа	Температура, °С	Расход номинальный, т/ч	Давление, МПа	Температура на входе, °С	Температура на выходе, °С	Расход номинальный, т/ч			
	Двухходовые													
ПСВ-90-7-15	90	0,7	1,5	400	0,25	126,8	27	1,6	70	110	350	16,3	1,95	0,025
					0,8	169,6	29		110	150	350	16,3	1,95	
ПСВ 200-7-15	200	0,7	1,5	400	0,8	164,2	65,8	1,6	70	150	400	37,8	1,95	0,04
ПСВ-500-3-23	500	0,3	2,3	400	0,25	126,8	115	2,4	70	110	1500	69,8	1,95	0,055
					0,4	142,9	102,5		95	130	1500	61,0	2,0	
ПСВ-500-14-23	500	1,4	2,3	400	0,8	169,6	122,5	2,4	110	150	1500	69,8	2,0	0,06
					1,5	197,4	162,0		130	180	1500	87,2	2,1	
	Четырехходовые													
ПСВ-90-7-15	90	0,7	1,5	400	0,8	169,6	30	1,6	70	150	175	16,3	2,0	0,03

вплоть до 500 $м^2$. Ими комплектуются теплофикационные установки некоторых турбин ЛМЗ.

Для теплофикационных установок мощных турбин используются ПСГ, поверхности теплообмена которых достигают 5000 $м^2$. Они выпускаются ТМЗ и ЛМЗ.

Технические характеристики ПСВ и ПСГ представлены в табл. 6.1 и 6.2.

Типичная конструкция ПСВ показана на рис. 6.3. Он представляет собой вертикальный цилидрический сосуд, в котором смонтирована трубная система, омываемая снаружи греющим паром; внутри трубной системы движется сетевая вода.

Подогреватель состоит из двух основных элементов: цилиндрического корпуса с днищем и вставляемой в него трубной системы.

Трубная система скомпонована из прямых трубок, завальцованных в трубные доски так же, как это делается в конденсаторах. Верхняя трубная доска одновременно является фланцем крепления всей системы к корпусу подогревателя. К трубным доскам шпильками прикреплены водяные камеры: верхняя и нижняя.

Подвод и отвод сетевой воды осуществляется через верхнюю водяную камеру. Нижняя водяная камера является поворотной. Соответствующей установкой перегородок в водяных камерах подогреватель выполняют двух- или четырехходовым по сетевой воде. Нижняя трубная доска имеет диаметр меньший, чем корпус подогревателя, и поэтому вся трубная система вместе с нижней водяной камерой свободно расширяется относительно корпуса подогревателя из-за различных температур и коэффициентов температурного расширения материалов трубок и корпуса.

На трубные доски действует перепад давлений сетевой воды и греющего пара, достигающий 1 МПа. Поэтому на них с учетом большой площади действуют огромные усилия, для восприятия которых устанавливаются анкерные связи, скрепляющие трубную доску и крышку водяной камеры. Между трубными досками также устанавливают анкерные связи в виде трубок, назначение которых состоит в организации движения пара в межтрубном пространстве пучка. К этим анкерным связям электросваркой крепятся промежуточные трубные доски, представляющие собой сегменты площадью чуть больше половины круга. Промежуточные

Таблица 6.2

Техническая характеристика подогревателей сетевой воды

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена (по наружному диаметру труб), $м^2$	Рабочее давление, МПа		Расчетные параметры									Расчетный тепловой поток, 10^{-6}, Вт		Скорость воды в трубах поверхности теплообмена, м/с		Расчетное гидравлическое сопротивление водяного пространства (не более), МПа	
				пара				воды										
		в паровом пространстве	в водяном пространстве	Давление МПа	Максимальная температура греющего пара на входе, °С	Расход, т/ч		Давление, МПа	Максимальная температура на входе, °С	Расход. т/ч		Максимальная разность температуры на входе и выходе, °С						
						номинальный	максимальный			номинальный	максимальный		номинальный	максимальный	номинальный	максимальный	номинальный	максимальный
ПСГ-800-3-8-I	800	0,3	0,8	0,03—0,25	250	58	116	0,9	120	1250	2000	50	34,9	69,8	1,59	2,54	0,035	0,084
ПСГ-1300-3-8-I	1300	0,3	0,8	0,03—0,25	250	105	210	0,9	120	2000	3000	50	64,0	128,0	1,70	2,55	0,042	0,089
ПСГ-1300-3-8-II	1300	0,3	0,8	0,03—0,25	250	105	210	0,9	120	2000	3000	50	64,0	128,0	1,70	2,55	0,042	0,089
ПСГ-2300-2-8-I	2300	0,2	0,8	0,03—0,2	250	170	340	0,9	115	3500	4500	50	101,8	203,5	2,05	2,63	0,067	0,107
ПСГ-2300-3-8-II	2300	0,3	0,8	0,06—0,25	250	170	340	0,9	120	3500	4500	50	101,8	203,5	2,05	2,63	0,067	0,107
ПСГ-5000-2,5-8-I	5000	0,25	0,8	0,03—0,15	300	295	590	0,9	105	6000	8000	50	191,5	383,8	2,22	2,90	0,097	0,165
ПСГ-5000-3,5-8-I	5000	0,35	0,8	0,06—0,2	300	295	590	0,9	115	6000	8000	50	191,9	383,8	2,22	2,90	0,097	0,165
ПСГ-5000-3,5-8-II	5000	0,35	0,8	0,06—0,2	300	295	590	0,9	115	6000	8000	50	191,9	383,8	2,22	2,90	0,097	0,165

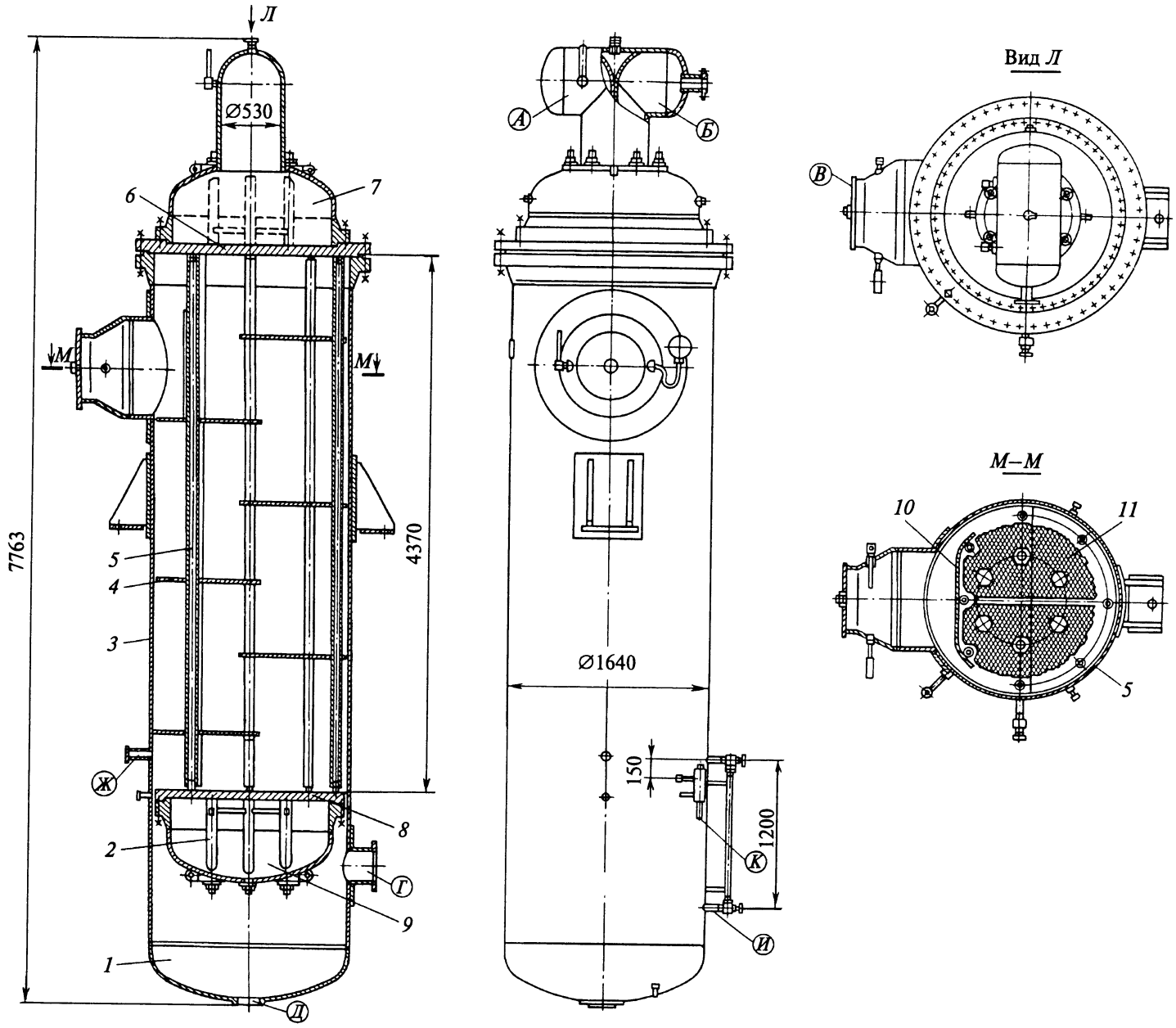


Рис. 6.3. Общий вид сетевого подогревателя ПСВ-500-14-23

А — вход сетевой воды; *Б* — выход сетевой воды; *В* — вход греющего пара; *Г* — выход конденсата греющего пара; *Д* — подвод конденсата греющего пара из подогревателя с более низким давлением; *Ж* — отвод парогазовой смеси; *И* — подсоединение водоуказательного прибора; *К* — подсоединение дистанционного указателя уровня; *1* — конденсатосборник; *2* — анкерные связи в водяных камерах; *3* — корпус; *4* — промежуточные трубные доски; *5* — анкерные связи в паровом пространстве; *6* — верхняя трубная доска; *7* — верхняя водяная камера; *8* — нижняя трубная доска; *9* — нижняя водяная камера; *10* — пароотбойный щиток; *11* — трубный пучок

трубные доски обеспечивают обтекание паром всей поверхности трубок и предотвращают их опасные колебания. К анкерным связям крепят также пароотбойный щиток, расположенный со стороны входа пара. Он препятствует эрозии трубок каплями влаги, поступающей вместе с паром, и способствует равномерной раздаче пара по всему периметру трубного пучка.

Пар, поступающий через входной патрубок (на рис. 6.3 входной паровой патрубок и патрубки для входа и выхода сетевой воды изображены с транспортными заглушками, которые отрезаются при монтаже на ТЭЦ), движется, конденсируясь зигзагами, по направлению к месту отсоса паровоздушной смеси. Образующийся конденсат стекает в конденсатосборник, откуда в зависимости от схемы

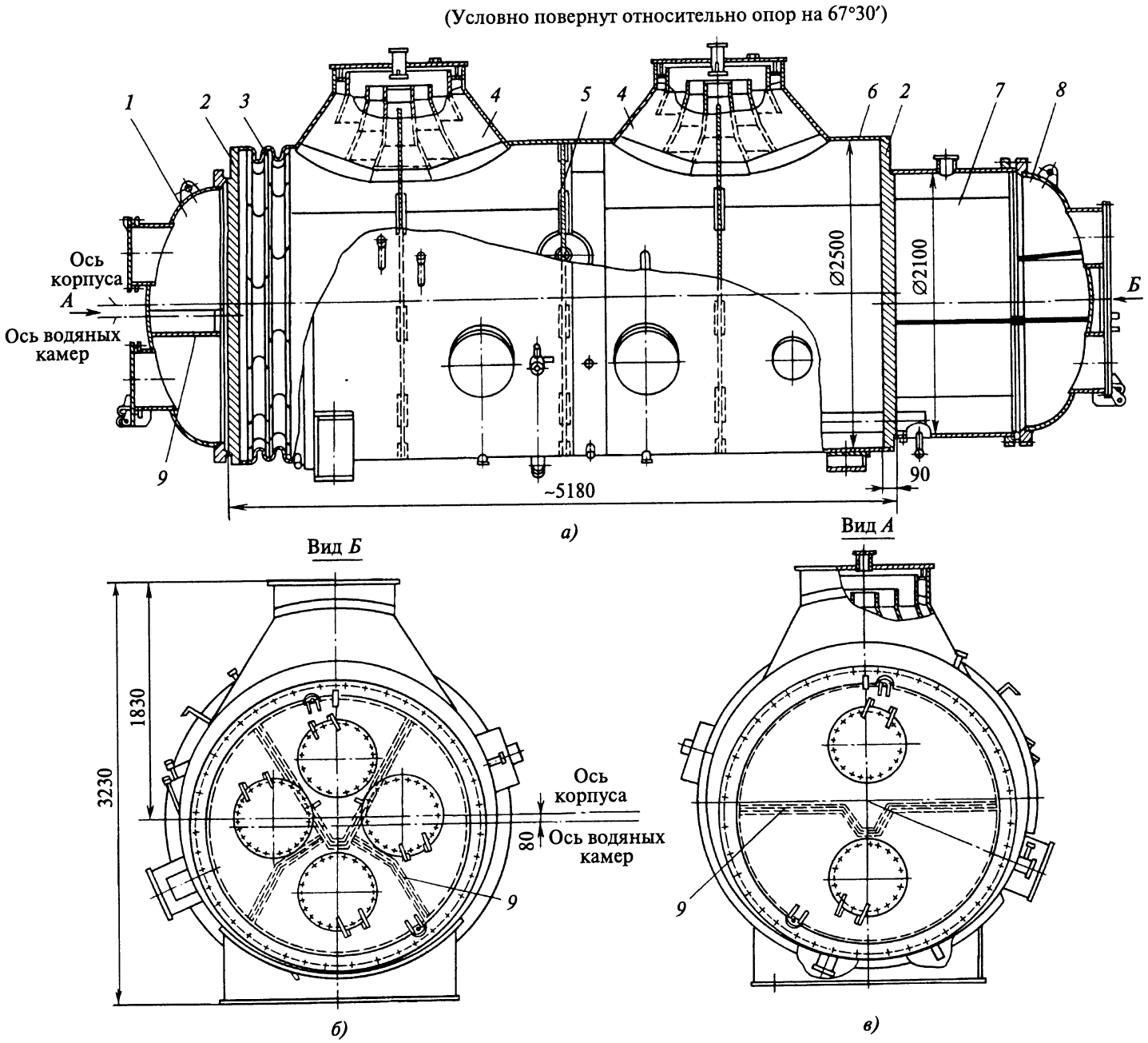


Рис. 6.4. Продольный разрез подогревателя ПСГ-1300-3-8-1

а — вид на корпус при вертикальном положении осей паровходных патрубков; *б* — вид на переднюю водяную камеру; *в* — вид на заднюю водяную камеру; *1* — передняя водяная камера; *2* — трубные доски; *3* — компенсатор; *4* — паровпускной патрубок; *5* — промежуточные трубные доски; *6* — корпус; *7* — задняя водяная камера; *8* — крышка задней водяной камеры; *9* — перегородки в водяных камерах

включения ПСВ он направляется в ПСВ с меньшим давлением или в систему регенерации турбины. Для приема неконденсирующихся газов из подогревателя с бóльшим давлением или их сброса в СП с меньшим давлением корпус рассматриваемого подогревателя снабжают специальным штуцером.

Для контроля за работой ПСВ его снабжают измерениями давления и температуры греющего пара, температур на входе и выходе сетевой воды, конденсата греющего пара.

В качестве примера конструкции СП горизонтального типа (ПСГ) рассмотрим четырехходовой подогреватель ПСГ-1300-3-8-I для турбины Т-50-12,8 ТМЗ.

На рис. 6.4 показан ПСГ в условном положении, повернутым относительно горизонтальных опор на

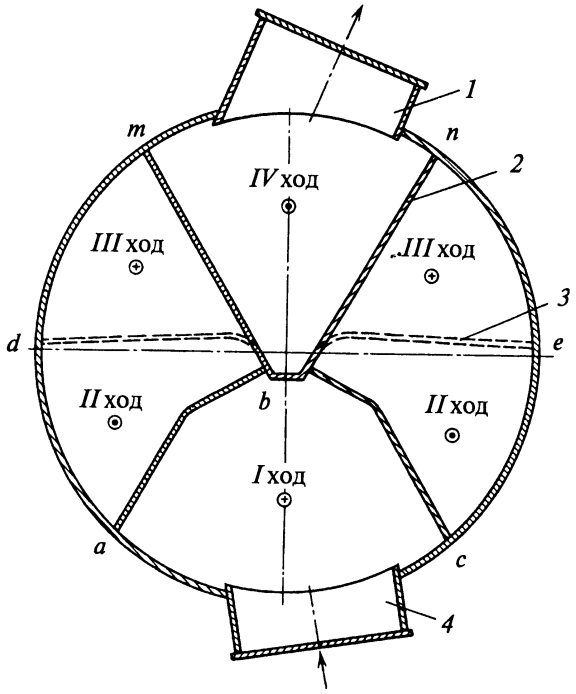


Рис. 6.5. Деление передней водяной камеры перегородками и схема движения воды в четырехходовом сетевом подогревателе (римские цифры — ходы сетевой воды)
1 — выходной патрубок; *2* — перегородки во входной водяной камере; *3* — перегородки в задней водяной камере; *4* — входной патрубок сетевой воды

67°30′, позволяющем понять конструкцию ПСГ в общих чертах. Он состоит из цилиндрического стального корпуса, к основаниям которого приварены трубные доски, закрытые водяными камерами. Для компенсации взаимных температурных расширений трубок, завальцованных в трубные доски, и корпуса установлен линзовый компенсатор.

Пар в ПСГ поступает через два патрубка (транспортные заглушки, показанные на патрубках на рис. 6.4, при монтаже срезаются и к патрубкам привариваются паропроводы, идущие от турбины). В патрубках установлены специальные концентрические воронки, обеспечивающие равномерную раздачу пара по длине трубного пучка. Для исключения вибрации трубок установлены три промежуточных трубных доски.

На рис. 6.4, *б* и *в* штриховыми линиями показаны перегородки в трубных досках, обеспечивающие четырехходовую схему движения сетевой воды. На рис. 6.5 показаны отдельно перегородки в водяных камерах, позволяющие понять схему движения сетевой воды. Знаком плюс обозначено направление движения от нас, а точкой — к нам. Сетевая вода поступает в сектор *abc* и совершает *I* ход, двигаясь к задней водяной камере. Горизонтальная перегородка *dbe* заставляет воду повернуть на 180° и двумя потоками через сектора трубок *abd* и *cbe* совершить *II* ход. Развернувшись на 180°, сетевая вода двумя потоками совершает *III* ход по трубкам, расположенным в секторах *dbm* и *nbe*. Эти потоки сливаются в задней камере и, совершая *IV* ход, поступают в сектор *mbn*. Из нее нагретая сетевая вода направляется или в следующий подогреватель, или в ПВК, или в тепловую сеть.

В практике эксплуатации имеются случаи модернизации ПСГ и превращения их в двухходовые. Тогда в передней водяной камере должна быть одна горизонтальная перегородка, а в задней водяной камере перегородок не должно быть вообще.

На рис. 6.6 показан ПСГ в рабочем положении, когда по условию компоновки под турбиной оси пароподводящих патрубков располагают наклонно.

Трубный пучок имеет радиальную компоновку. Сам он сдвинут вдоль осей пароподводящих патрубков, что создает по его периметру переменный зазор для движения пара. Поступающий пар встречает сопротивление в виде трубного пучка и начинает обтекать его и двигаться радиально к центру. Затем пар, в котором вследствие конденсации пара увеличивается концентрация воздуха, поступает на трубки воздухоохладителя, в которые, как видно из рис. 6.5, поступает сетевая вода самой низкой температуры. Это способствует более полной конденсации пара из паровоздушной смеси. Пройдя воздухоохладитель, паровоздушная смесь направляется либо в ПСГ с меньшим давлением, либо в специальный охладитель выпара, где утилизируется его тепло конденсации.

Трубный пучок ПСГ продольными радиальными листами разделяется на отдельные секции и их роль такая же, как и в конденсаторе. Во-первых, они направляют пар к центру на вход в пучок воздухоохладителя, во-вторых, они перехватывают образовавшиеся капли и струи конденсата и направляют их к конденсатосборнику.

Конденсатосборник выполнен в виде цилиндрического сосуда с двумя специальными воронками,

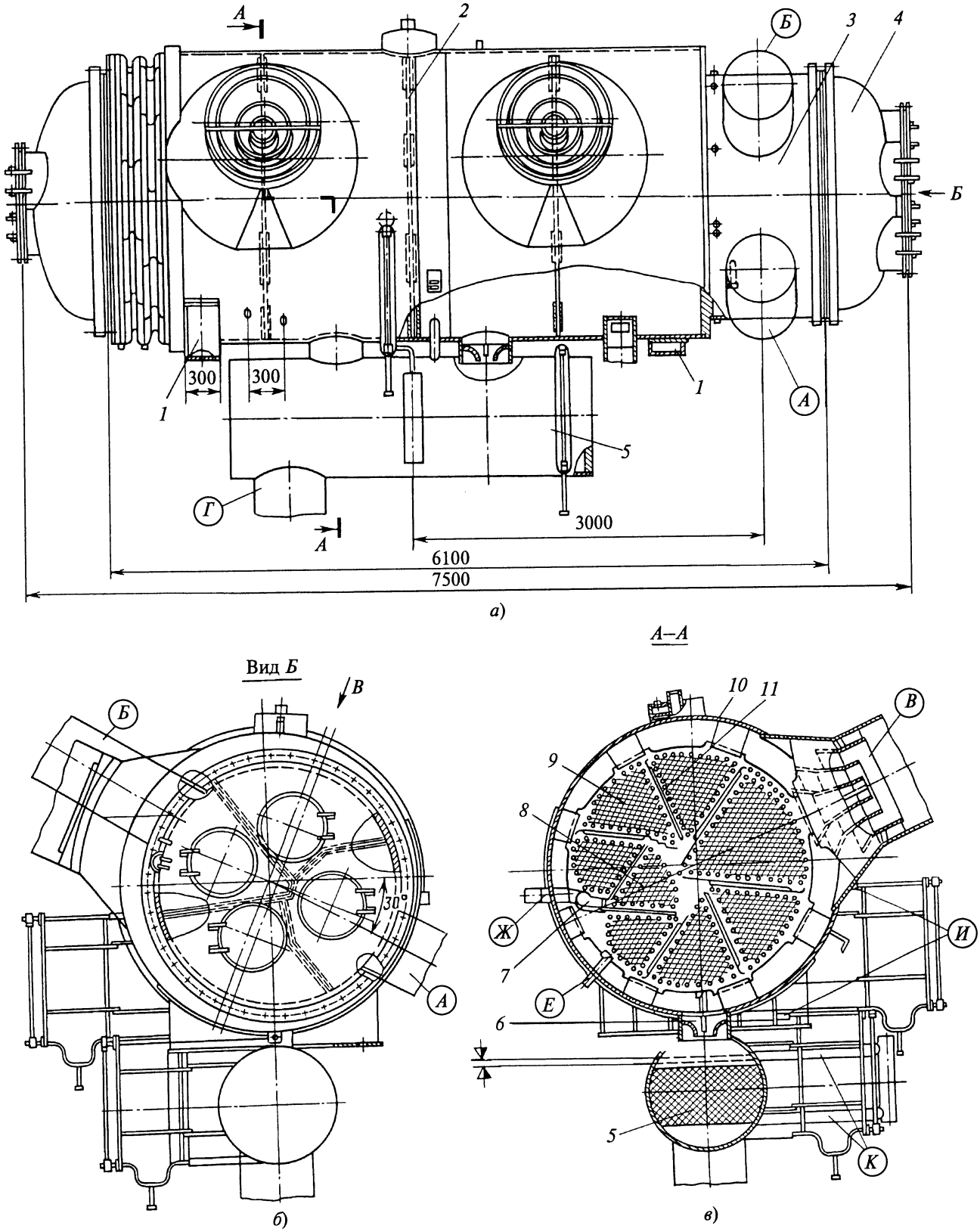


Рис. 6.6. Общий вид подогревателя ПСГ-1300-3-8-1 в рабочем положении

а — вид на корпус со стороны паровходных патрубков; *б* — вид со стороны передней водяной камеры; *в* — разрез по трубному пучку; *А* — вход сетевой воды; *Б* — выход сетевой воды; *В* — вход греющего пара; *Г* — отвод конденсата греющего пара; *Е* — подвод парогазовой смеси; *Ж* — отвод парогазовой смеси; *И* — подсоединение водоуказательного прибора; *К* — подсоединение дистанционного указателя уровня; *1* — опора подогревателя; *2* — промежуточные трубные доски; *3* — передняя водяная камера; *4* — крышка передней водяной камеры; *5* — конденсатосборник; *6* — воронки слива конденсата в конденсатосборник; *7* — воздухособирающий желоб; *8* — воздухоохладитель; *9* — трубный пучок; *10* — корпус; *11* — паронаправляющие перегородки

которые не препятствуют сливу конденсата греющего пара из корпуса ПСГ в конденсатосборник, но являются серьезным аэродинамическим препятствием для пара, образующегося в конденсатосборнике из вскипающего конденсата при резком снижении давления в паровом пространстве ПСГ. Последнее явление может возникнуть при резком сбросе нагрузки на турбине и закрытии ее стопорных и регулирующих клапанов. Образующийся пар может разогнать турбину при отключении ее генератора от сети.

Из рис. 6.6 видно, как устанавливаются промежуточные перегородки: они не препятствуют проходу пара в своей периферийной части и выравниванию давления.

Водяные камеры имеют лазы, закрытые люками. Их число соответствует числу камер, образованных разделительными перегородками. Лазы позволяют определить поврежденные трубки. Для этого паровое пространство ПСГ заполняют водой и поврежденная трубка дает течь в водяную камеру. В рабочих условиях это означает попадание относительно грязной сетевой воды в пароконденсатный тракт турбоустановки с серьезными последствиями для надежности и экономичности. Поэтому поврежденные трубки заглушают пробками, что уменьшает поверхность конденсации, увеличивает температурный напор на выходе и давление греющего пара и в конечном случае — экономичность. Поэтому при достаточно большом количестве заглушенных трубок их заменяют на новые.

Подогреватель имеет две опоры. Опора, расположенная у передней водяной камеры, является неподвижной. Подогреватель расширяется от нее в сторону задней водяной камеры.

6.4. СИСТЕМА ЦИРКУЛЯЦИИ СЕТЕВОЙ ВОДЫ НА ТЭЦ

Как отмечалось выше, на каждой теплофикационной турбине устанавливаются две группы сетевых насосов. Задачей насосов *СН-I* является повышение давления обратной сетевой воды до значения, позволяющего прокачать сетевую воду через СП-1 и СП-2 и создать необходимый подпор на всасывании насосов *СН-II*. Насосы *СН-II* обеспечивают прокачку сетевой воды через ПВК и тепловую сеть вплоть до следующей подкачивающей насосной станции.

В качестве примера на рис. 6.7 показаны основные магистрали, обеспечивающие циркуляцию сетевой воды для энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ. Обратная сетевая воды поступает в коллектор, из которого через грязевые фильтры питается группа из трех насосов *СН-I*. Два из них являются основными, третий — резервным. Насосы работают на общий коллектор, из которого с помощью переключения задвижек осуществляется необходимый проток сетевой воды через подогреватели. В частности, можно обеспечить три основных режима:

проток через *ПСГ-1* и *ПСГ-2* (работа в «зимнем» режиме);

проток только через *ПСГ-1* (работа в «летнем» режиме);

проток в обвод *ПСГ-1* и *ПСГ-2*.

Часть сетевой воды после насосов *СН-I* может направляться на рециркуляцию через сальниковый подогреватель, в который поступает греющий пар из уплотнений турбины. Для регулирования пропуска воды через сальниковый подогреватель на байпасе подводящей линии установлен регулятор расхода, обеспечивающий минимальный пропуск сетевой воды; необходимый для надежной работы (на некоторых ТЭЦ по этой причине сальниковый подогреватель, установленный в соответствии с проектом, исключают из работы вообще).

Для регулирования расхода сетевой воды и давлений за насосами служат линии рециркуляции, на которых установлены задвижки рециркуляции. Например, при снижении потребностей в сетевой воде открывают линию рециркуляции и давление в напорном коллекторе снижается. При глубокой разгрузке, когда потребный расход в сети уменьшается в несколько раз, один из насосов можно выключить.

Задвижки пусковой разгрузки служат для обеспечения повышенного расхода сетевой воды через насос при ее малых расходах в сеть. Это обеспечивает его охлаждение и нормальную работу.

В качестве сетевых насосов применяют одноступенчатые и двухступенчатые насосы с двухсторонним входом.

На рис. 6.8, *а* показан продольный разрез, а на рис. 6.8, *б* общий вид одноступенчатого сетевого

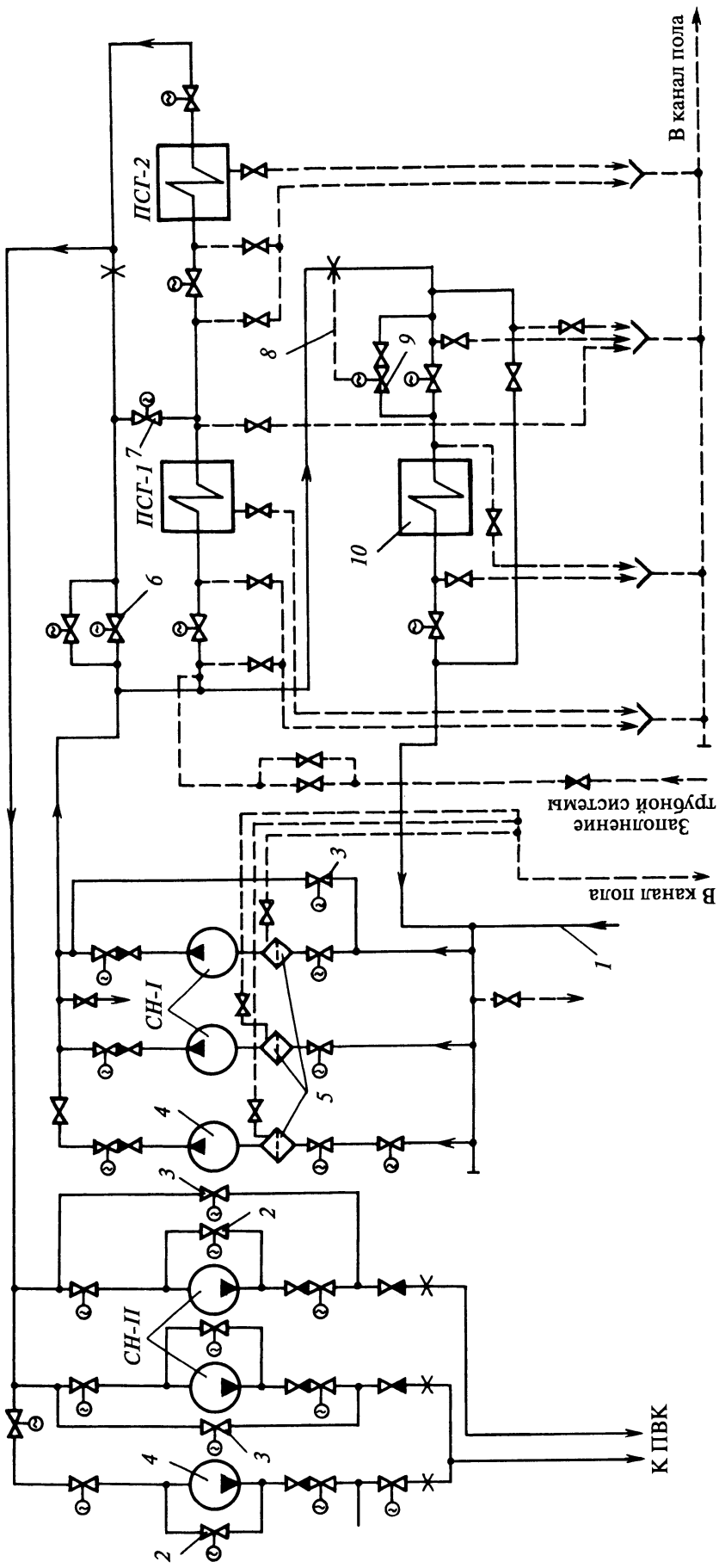


Рис. 6.7. Схема циркуляции сетевой воды в зоне энергоблока Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — обратная сетевая вода; *2* — задвижки на линиях пусковой разгрузки насосов; *3* — задвижки на линиях рециркуляции; *4* — резервные сетевые насосы; *5* — грязевые фильтры; *6* — обводная задвижка *ПСГ-1* и *ПСГ-2*; *7* — обводная задвижка *ПСГ-2*; *8* — импульсная линия для управления расходом сетевой воды на сальниковый подогреватель; *9* — байпасная задвижка на линии подвода сетевой воды к сальниковому подогревателю; *10* — сальниковый подогреватель

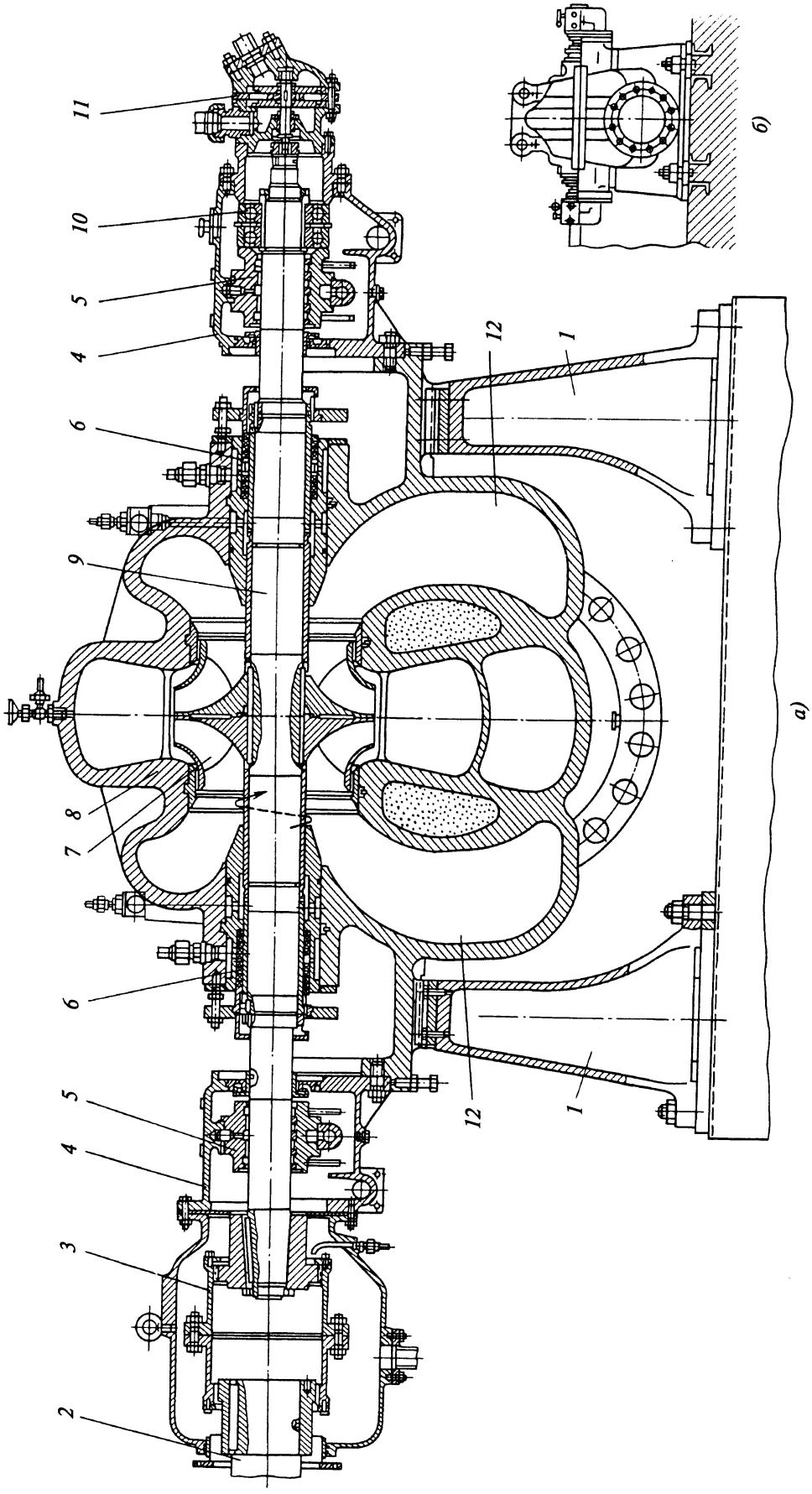
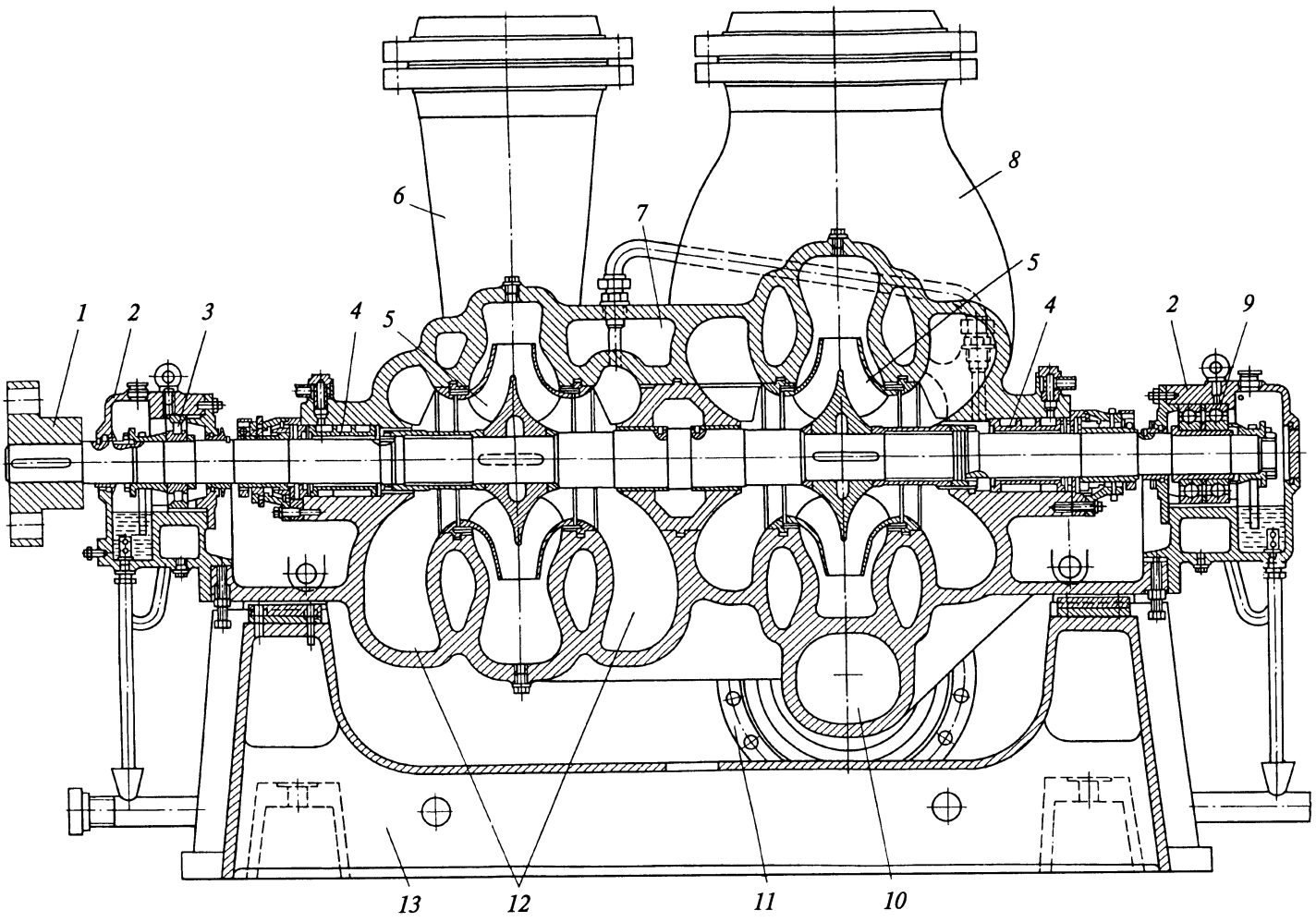
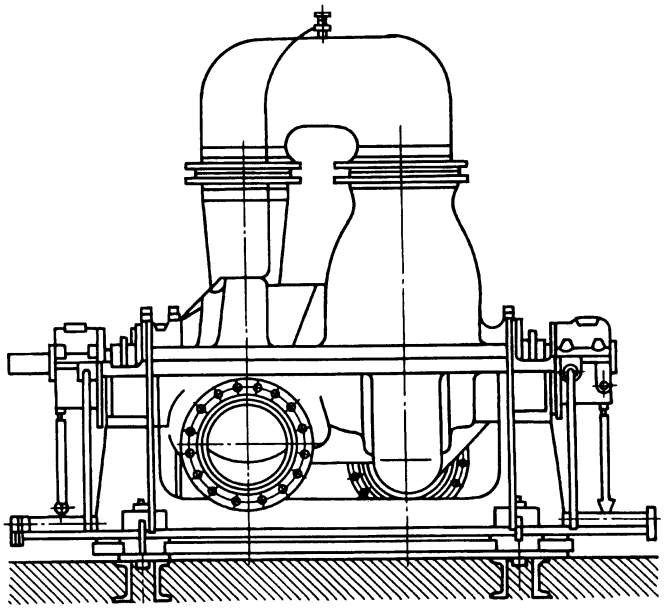


Рис. 6.8. Одноступенчатый сетевой насос СЭ 5000-100

а — продольный разрез; *б* — общий вид со стороны входного патрубка; *1* — опоры насоса; *2* — вал приводного двигателя; *3* — муфта; *4* — корпуса подшипников; *5* — опорные подшипники; *6* — уплотнения; *7* — рабочее колесо с двухсторонним подводом; *8* — корпус насоса; *9* — вал; *10* — радиально-упорный шариковый подшипник; *11* — масляный насос



а)



б)

Рис. 6.9. Двухступенчатый сетевой насос СЭ 1250-140

а — продольный разрез; *б* — общий вид со стороны выходного патрубка; *1* — полумуфта; *2* — корпуса подшипников; *3* — роликовый опорный подшипник; *4* — уплотнения; *5* — рабочие колеса с двухсторонним входом; *6* — выходной патрубок I ступени; *7* — корпус подшипника; *8* — входной патрубок II ступени; *9* — спаренный радиально-упорный шариковый подшипник; *10* — выходная улитка II ступени; *11* — фланец выходного патрубка; *12* — всасывающая полость I ступени; *13* — опорная рама

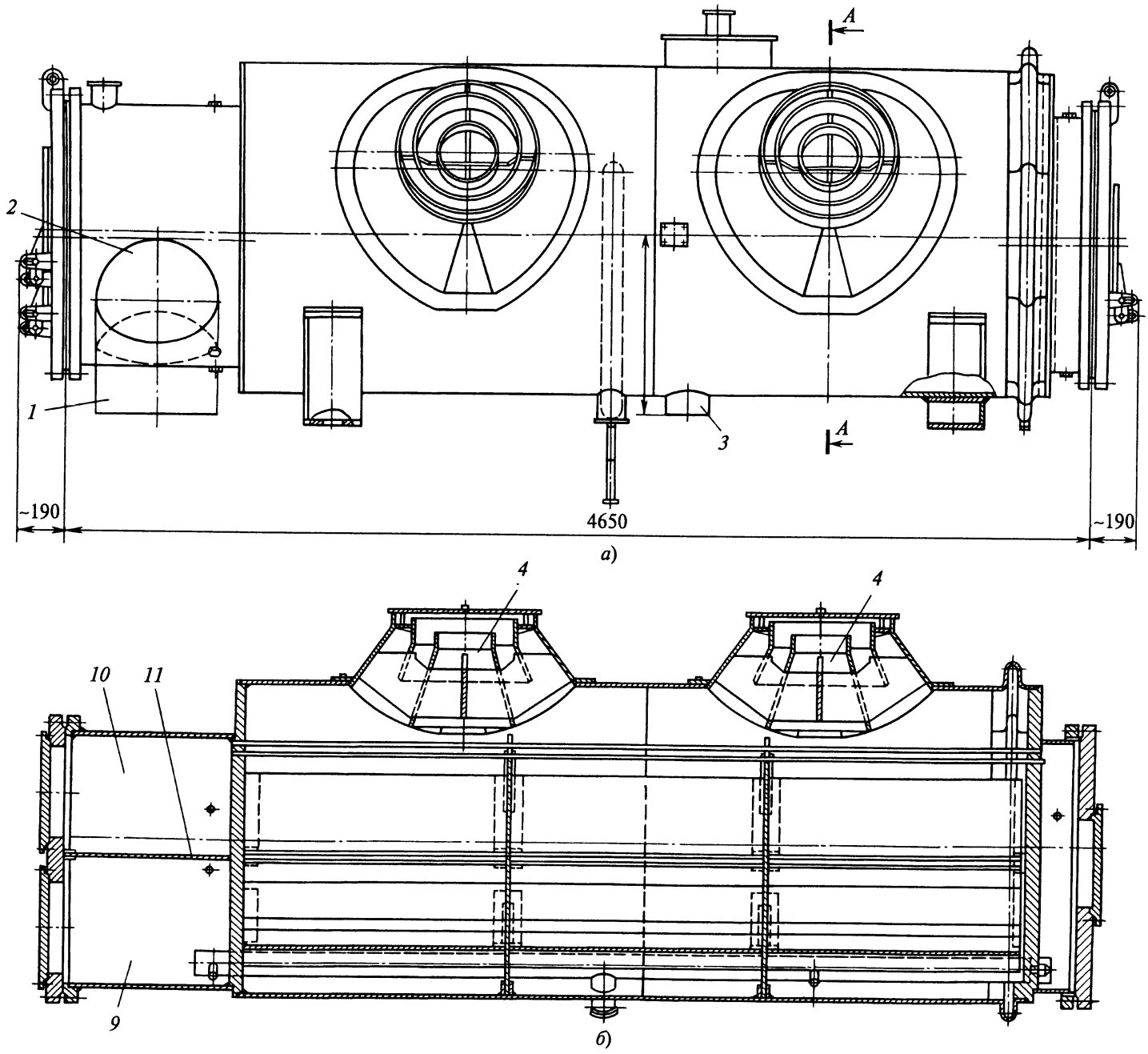
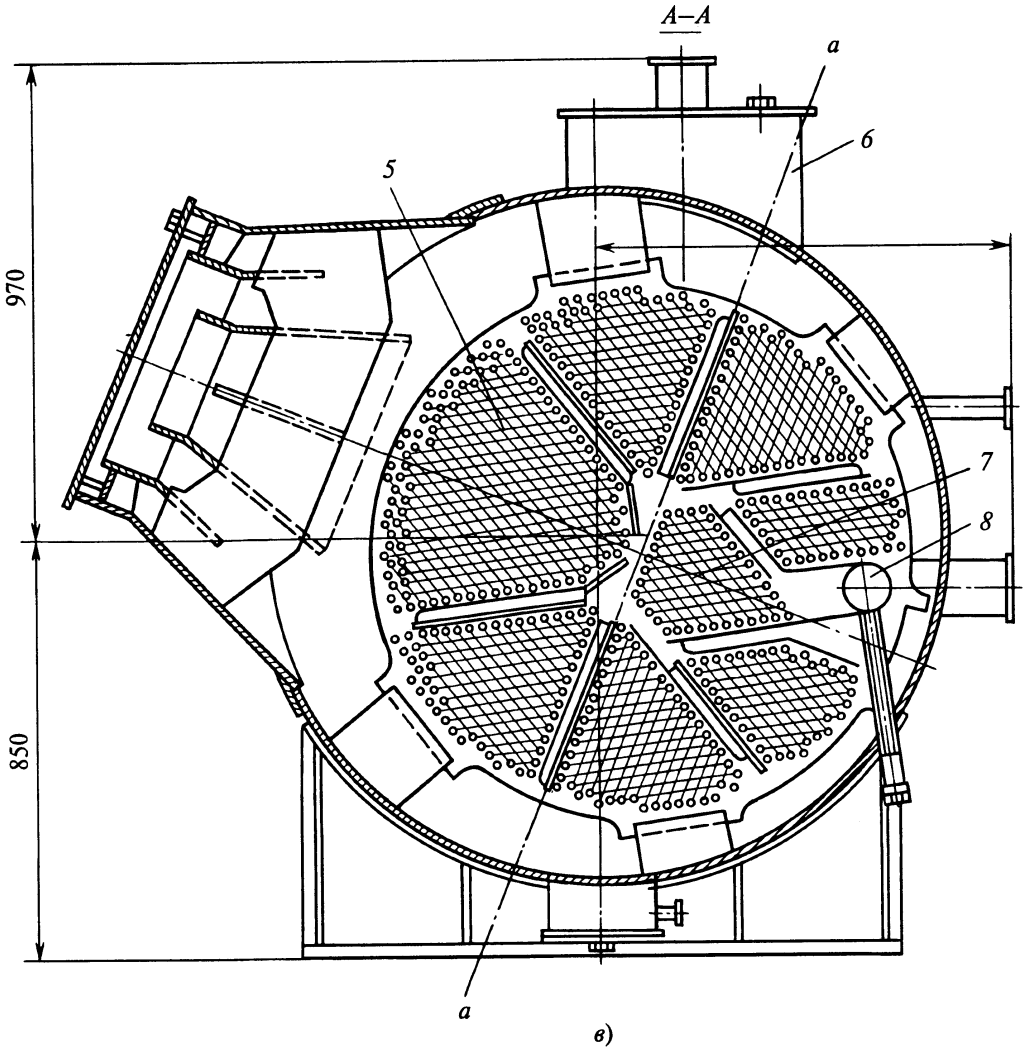


Рис. 6.10. Сальниковый подогреватель, использующий пар

а — общий вид подогревателя; *б* — продольный разрез по плоскости паровпусков; *в* — поперечный разрез по трубному пучку; пучок; *6* — лаз; *7* — воздухоохладитель; *8* — труба отсоса воздуха; *9* — камера входа сетевой воды; *10* — камера выхода сетевой

насоса СЭ 5000-160, используемого для II подъема давления в теплофикационной установке турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Его технические данные приведены в табл. 6.3 (см. стр. 224).

Ротор насоса состоит из вала, в середине которого на шпонках насажено рабочее колесо с радиальными лопатками. Колесо фиксируется на валу упорными втулками. Вал вращается в опорных подшипниках скольжения, корпуса которых нижними полуфланцами консольно прикреплены шпильками к приливам к нижней половине чугунного литого корпуса насоса. Последний имеет фланцевый горизонтальный разъем уплотняемый паранитовой прокладкой. Это позволяет вскрывать насос для осмотра без отсоединения всасывающего и напорного трубопроводов, поскольку соответствующие фланцы насоса присоединены к нижней половине корпуса насоса. Нескомпенсированное осевое усилие вос-



в)

уплотнений турбины для нагрева сетевой воды

1 — вход сетевой воды; *2* — выход сетевой воды; *3* — выход конденсата греющего пара; *4* — паровпускные патрубки; *5* — трубный воды; *11* — перегородка в передней камере; *а—а* — плоскость установки перегородки в передней водяной камере

принимается сдвоенным радиально-упорным шариковым подшипником. Для принудительной смазки подшипников сетевые насосы обычно имеют специальную маслостанцию, включающую свои масляные баки, маслоохладители (встроенные или выносные) и масляные насосы. Привод масляного насоса может осуществляться от вала сетевого насоса или отдельным электродвигателем.

Для уплотнения вала используется сальниковая набивка, в среднюю часть которой через штуцер подается холодная уплотняющая вода.

Ротор насоса соединяется с ротором электродвигателя с помощью зубчатой муфты, допускающей определенную расцентровку и излом осей соединяемых валов при монтаже и изменении температуры сетевой воды. Муфта смазывается консистентной смазкой.

Таблица 6.3

Основные технические характеристики сетевых насосов

Тип насоса	Подача Q, м^3/ч	Напор H, м ст. ж.	Допустимый кавитационный запас (сверх упругости паров) Δh, м ст. ж.	Частота вращения (синхронная) n, 1/мин	Мощность потребляемая N, кВт	КПД насоса η, %	Давление на входе (не более) $p_{вх}$, кгс/см^2	Температура перекачиваемой воды t, °С	Тип электродвигателя
СЭ 500-70	500	70	10	3000	120	82	16	180	АО3-315S-2
СЭ 800-60	800	60	5,5	1500	150	81	16	180	А3-315S-2
СЭ 1250-45	1250	45	7,5	1500	185	82	16	180	А 112-4
СЭ 1250-70	1250	70	7,5	1500	295	82	16	180	А 114-4М
СЭ 2000-100	2000	100	22	3000	640	85	16	180	А3М-800/6000
СЭ 2500-60	2500	60	12	1500	475	86	10	120	А 2-450 М-4
СЭ 2500-180	2500	180	28	3000	1460	84	10	120	2А3М-1600/600
СЭ 5000-70	5000	70	15	1500	1095	87	6	120	ДДП 116/49-4
СЭ 5000-160	5000	160	40	3000	2350	87	10	120	2А3М-2500/6000
СЭ 800-100	800	100	5,5	1500	275	80	16	180	А3-355 м-4
СЭ 1250-140	1250	140	7,5	1500	580	82	16	180	А2-500S-4М

Примечания: 1. Условное обозначение насосов: СЭ — сетевой электронасос; цифры после букв — номинальная подача, м^3/ч; напор, м ст. ж.

2. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса. Он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

На рис. 6.9 (см. стр. 221) показан двухступенчатый сетевой насос СЭ 1250-140. Сжатие воды осуществляется в двух ступенях. После I ступени сетевая вода через перепускной патрубок (рис. 6.9, *б*) подается на вход II ступени. Ротор вращается в подшипниках качения: роликовом опорном подшипнике и сдвоенном радиально-упорном подшипнике. В остальном конструкция аналогична конструкции одноступенчатого насоса.

На рис. 6.10 (см. стр. 222, 223) показана конструкция сальникового подогревателя, изготавливаемого ТМЗ. Она, за исключением габаритов, повторяет конструкцию горизонтальных сетевых подогревателей ТМЗ (см. рис. 6.4—6.6).

Контрольные вопросы

1. Почему невыгодно использовать редуцированный свежий пар для нагрева сетевой воды?
2. Перечислите системы, входящие в теплофикационную установку ТЭЦ.
3. Почему для нагрева сетевой воды до температур свыше 120 °С используют ПВК, а не отбор повышенного давления?
4. Какую арматуру устанавливают на паропроводах отбора пара на сетевые подогреватели?
5. Почему пар в сетевой подогреватель подается отдельными паропроводами, а не одним патрубком как в конденсатор?
6. Как организована система подпитки тепловой сети на ТЭЦ?
7. В чем отличие в условиях работы сетевых подогревателей от конденсаторов?
8. В чем выгода использования ступенчатого подогрева сетевой воды от отборов турбины?
9. Как устроен трубный пучок сетевого подогревателя?
10. Какие конструктивные меры используются в сетевых подогревателях для предотвращения разгона турбины паром, образующимся при сбросах нагрузки?
11. Каково назначение сетевых насосов I и II подъема в теплофикационной установке?

Глава седьмая

КОНДЕНСАТНО-ПИТАТЕЛЬНЫЕ ТРАКТЫ ТЭЦ

7.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Конденсатно-питательным трактом называется система трубопроводов от конденсатора до котла с установленным на них оборудованием и арматурой, обеспечивающая сжатие рабочего тела (конденсата) до максимального давления цикла и деаэрацию питательной воды, без чего невозможна длительная надежная работа ни котла, ни турбины. Попутно, и это не менее важно, в конденсатно-питательном тракте осуществляется регенеративный подогрев питательной воды, термодинамическая целесообразность использования которого описана в гл. 1. Кратко повторим, что основной смысл регенеративного подогрева состоит в том, что тепло пара, идущего в регенеративный подогреватель (РП) не теряется (как в конденсаторе), а возвращается обратно в котел. Часть потока пара, проходящего через турбину и поступающего в РП, конденсируется в нем и передает тепло конденсации питательной воде, идущей в котел, и работает с коэффициентом использования тепла, близким к единице. Чем бóльшая доля потока пара, идущего в РП, превращается в турбине в работу, тем более эффективен регенеративный цикл.

Регенеративный цикл является основным способом экономии топлива на конденсационных электростанциях и на ТЭЦ при их работе с малыми теплофикационными нагрузками (экономия может достигать 10—13 %). Поэтому изучению и оптимизации регенеративной системы посвящены десятки книг и сотни статей. Здесь мы остановимся на основных положениях, позволяющих понять устройство системы регенерации и основы ее рациональной работы.

Главным параметром, который в основном определяет эффективность системы регенеративного подогрева, является температура питательной воды $t_{п.в}$, поступающей в котел. Она не может быть слишком высокой (близкой к температуре насыщения, соответствующей давлению свежего пара), так как, хотя для нагрева питательной воды потребуется большое количество тепла, которое не потеряется в конденсаторе, работа, совершаемая отбираемым паром, будет очень малой. Но $t_{п.в}$ не может быть и слишком малой, так как, хотя отбираемый пар совершит большую работу, пройдя почти всю турбину, его (пара) количество будет небольшим, так как нагреть питательную воду надо несильно. Поэтому существует термодинамическая оптимальная температура питательной воды, которая в основном зависит от давления свежего пара и количества РП. На рис. 7.1 показана зависимость экономии топлива в регенеративном цикле без промежуточного перегрева пара по сравнению с циклом Ренкина от $t_{п.в}$ и количества подогревателей z при начальном давлении 8,6 МПа, которому соответствует температура насыщения t_{s0} = 300 °С. Видно, что $t_{п.в}$ растет с увеличением количества РП, однако с установкой каждого следующего РП относительный выигрыш в экономии топлива уменьшается. Поэтому количество РП обычно не превосходит 7—9.

Обычно в реальных ПТУ реализуется не термодинамически оптимальная $t^{опт}_{п.в}$, а экономически

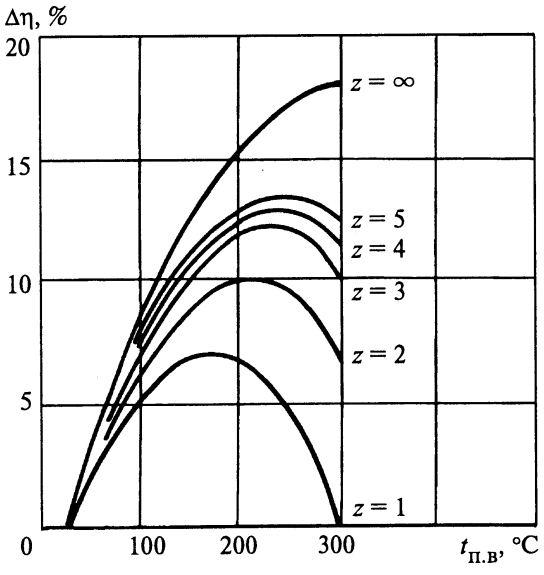


Рис. 7.1. Зависимость экономии топлива в регенеративном цикле от температуры питательной воды и количества подогревателей

оптимальная $t_{п.в}$, которая меньше $t_{п.в}^{опт}$. Это снижает стоимость котла, паропроводов, подогревателей и арматуры. В России значения $t_{п.в}$ стандартизированы. Для турбоустановок ТЭЦ с начальными параметрами p_0 = 12,8 МПа, t_0 = 540 °С она находится в пределах 230—250 °С, а с параметрами 23,5 МПа, 540 °С составляет 265 °С.

Нагрев питательной воды в системе регенерации от температуры конденсата в конденсаторе до температуры $t_{п.в}$ осуществляется примерно равномерно. Это обеспечивает максимальную выработку энергии турбиной при фиксированных значениях $t_{п.в}$ и $t_к$.

7.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ КОНДЕНСАТНО-ПИТАТЕЛЬНЫХ ТРАКТОВ ТЭЦ

На рис. 7.2, *а* показан конденсатно-питательный тракт энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ. Римскими цифрами пронумерованы отборы пара из турбины. Из отбора *I* пар направляется в последний по ходу питательной воды ПВД, из которого питательная вода поступает в котел. Давление в этом отборе обеспечивает вполне определенную температуру питательной воды.

Тракт от конденсатора до деаэратора обычно называют конденсатным. Он включает следующие подогреватели: пять ПНД, охладитель конденсата сетевых подогревателей (или, по-другому, водоводяной подогреватель основного кондесата горячим конденсатом греющего пара ПСГ-1 и ПСГ-2), охладитель эжекторов уплотнений (или подогреватель основного конденсата конденсирующейся горячей паровоздушной смесью, отсасываемой эжектором из уплотнения) и охладитель конденсата технической водой.

В конденсатный тракт органически входит БОУ, очищающая конденсат от вредных веществ, попадающих в тракт с присосами охлаждающей воды, и продуктов коррозии.

Тракт от деаэратора до котла, включающий турбопитательный насос (ТПН) с предвключенным (бустерным) насосом и три ПВД называют питательным. Для прокачки воды через систему служат три группы насосов. Задача конденсатных насосов 1-й ступени — прокачать конденсат через корпуса БОУ. Они не создают большого давления, что позволяет иметь малое давление в БОУ и малые толщины стенок их корпусов.

Насосы 2-го подъема создают основное давление в конденсатном тракте. За ними поддерживается давление около 2 МПа. Это позволяет прокачать конденсат через ПНД, поднять его на высоту установки деаэраторных баков и поддерживать в них давление примерно 0,7 МПа.

Питательный турбонасос повышает давление питательной воды примерно до 32 МПа и оно расходуется на ее прокачку через ПВД и трубную систему котла, и, главное, на создание начального давления цикла p_0 перед турбиной.

На **ТЭЦ**, построенных **с поперечными связями** (неблочных), отсутствует промежуточный перегрев пара, что упрощает все оборудование, в том числе и конденсатно-питательного тракта. Однако при этом сами технологические схемы ТЭЦ оказываются существенно сложнее, чем схемы трактов энергоблоков.

На рис. 7.3 показана принципиальная схема конденсатно-питательного тракта неблочной ТЭЦ. Каждая турбина ТЭЦ имеет свою регенерацию низкого и высокого давления. Конденсатный тракт низкого давления ТЭЦ с поперечными связями может отличаться от конденсатного тракта энергоблока СКД лишь отсутствием БОУ и использованием только одной ступени подъема давления конденсатными насосами. Из ПНД всех турбин конденсат направляется в общий коллектор ТЭЦ, а из него в общестанционные деаэраторы. Число работающих деаэраторов может быть любым и должно соответствовать нагрузке ТЭЦ.

Все деаэраторы работают на один общестанционный всасывающий коллектор питательных электронасосов (ПЭН). Последние — существенно более простые агрегаты, чем ТПН, так как их приводные турбины не связаны с главной турбиной по пару и не требуется вспомогательный ПЭН с гидромуфтой, работающий при малых нагрузках. К тому же ПЭН, даже с постоянной частотой вращения, логично вписывается в схему ТЭЦ, состоящей из множества турбин и ПЭН, так как их производительность можно изменить числом работающих ПЭН, а для сведения небаланса потребности в питательной воде и производительности насосов использовать линии рециркуляции.

Из всасывающего коллектора все ПЭН направляют конденсат в общестанционный напорный коллектор ТЭЦ, из которого питаются ПВД всех турбоагрегатов, подающие нагретую пи-

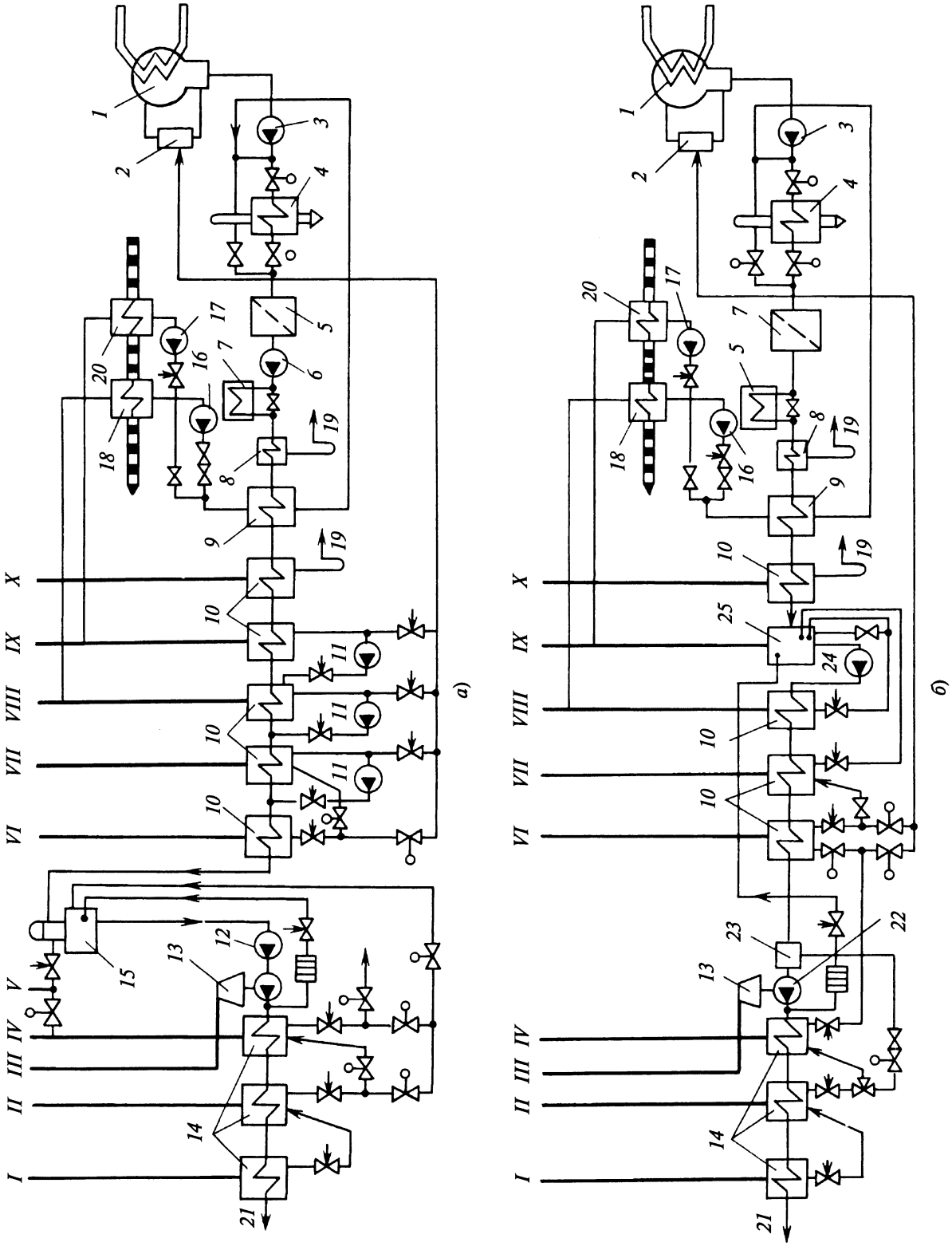


Рис. 7.2. Конденсатно-питательные тракты энергоблоков с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ

а — традиционная схема конденсатно-питательного тракта; *б* — бездеаэраторная схема; *1* — конденсатор; *2* — расширитель конденсатора; *3* — конденсатные насосы 1-го подъема давления; *4* — охладитель конденсата технической водой; *5* — БОУ; *6* — конденсатные насосы 2-го подъема давления; *7* — охладители эжекторов; *8* — сальниковый подогреватель; *9* — охладитель конденсата греющего пара ПСГ-1 и ПСГ-2; *10* — поверхностные ПНД; *11* — насосы конденсата греющего пара ПНД; *12* — предвключенный (бустерный) насос; *13* — ТПН; *14* — поверхностные ПВД; *15* — деаэратор; *16, 17* — насосы конденсата греющего пара СП; *18* — ПСГ-1; *19* — конденсат греющего пара в конденсатор; *20* — ПСГ-2; *21* — питательная вода в котел; *22* — основной ПТН; *23* — смеситель; *24* — питательный насос 1-го подъема; *25* — смешивающий ПНД

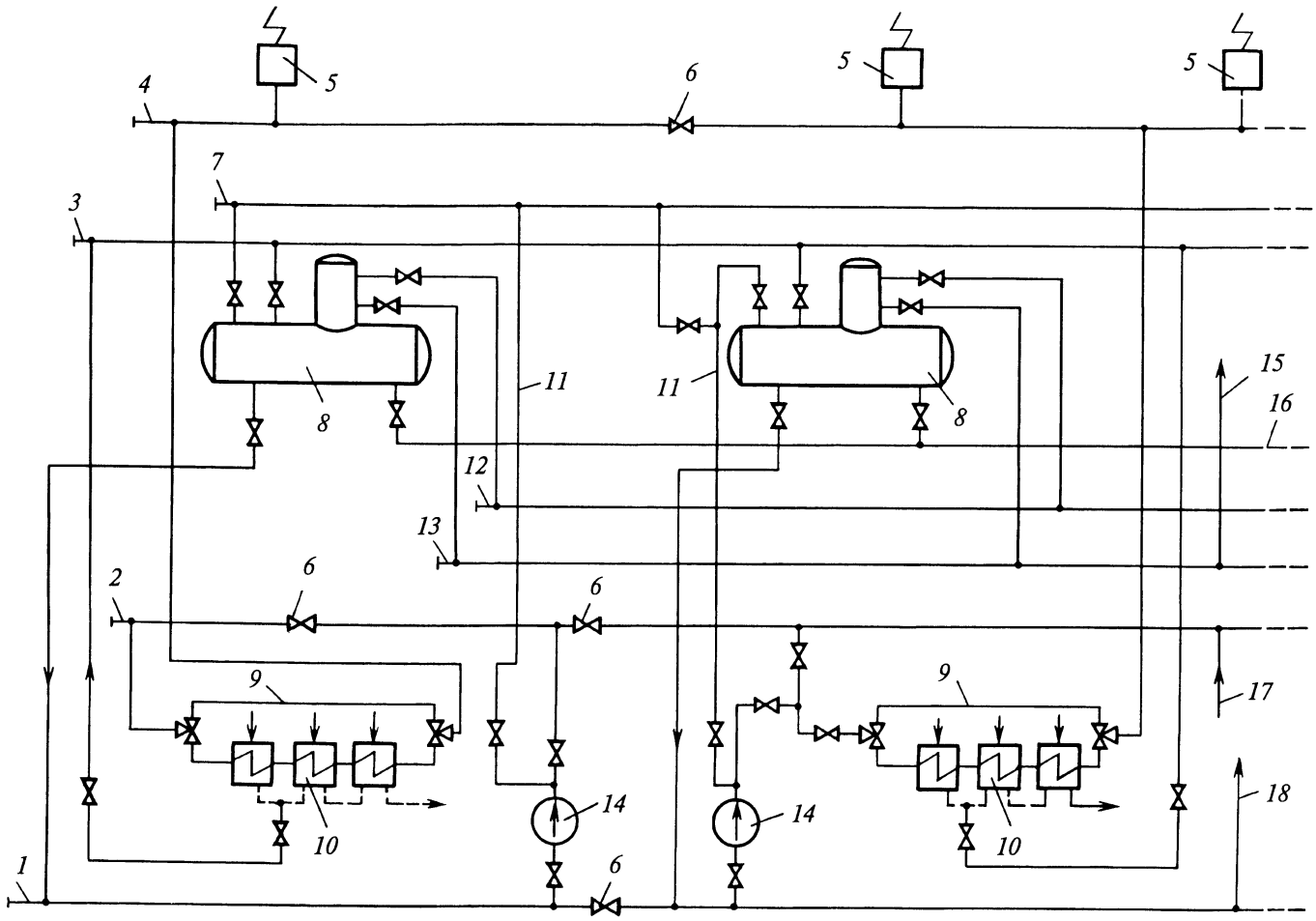


Рис. 7.3. Принципиальная схема конденсатно-питательного тракта ТЭЦ с поперечными связями
1 — всасывающий коллектор ПЭН; *2* — напорный коллектор ПЭН; *3* — коллектор конденсата греющего пара ПВД; *4* — коллектор питательной воды котлов; *5* — котлы; *6* — разделительные задвижки; *7* — коллектор рециркуляции; *8* — деаэраторы; *9* — обводная линия ПВД; *10* — ПВД; *11* — линии рециркуляции ПЭН; *12* — коллектор обессоленной воды; *13* — коллектор конденсата ПНД турбин ТЭЦ; *14* — ПЭН; *15* — конденсат к следующему деаэратору; *16* — уравнительная водяная линия деаэраторов; *17* — подача конденсата от следующего ПЭН; *18* — линия питания следующего ПЭН

тательную воду в общестанционный коллектор питательной воды котлов. Котлы вырабатывают пар и подают его в общестанционный паровой коллектор (не указанный на рис. 7.3), из которого питаются все турбины ТЭЦ.

Для подпитки цикла используется обессоленная вода, которая из химводоочистки подпиточными насосами, не указанными на рис. 7.3, направляется в общестанционный коллектор обессоленной воды, а из него — в деаэраторы.

Очень ценный в энергетическом отношении конденсат греющего пара последнего по ходу питательной воды ПВД может не только каскадно направляться в ПВД с более низким давлением, но подаваться в общестанционный коллектор конденсата греющего пара ПВД, а из него — в деаэраторы для нагрева питательной воды.

Все описанные коллекторы имеют многочисленные разделительные задвижки, позволяющие «собрать» схему питания котлов оптимальным образом, отвечающим текущей загрузке ТЭЦ. Схему можно разделить на отдельные секции, использующие свои турбины, ПЭН, деаэраторы и котлы вплоть до выделения отдельного энергоблока со своим перечисленным оборудованием.

Коллекторная схема обладает исключительной «живучестью», так как с помощью общестанционных коллекторов при авариях может быть задействовано все оборудование ТЭЦ, в том числе и резервное. Конечно, за это приходится платить усложнением тепловой схемы, увеличением количества арматуры и усложнением условий эксплуатации.

7.3. КОНСТРУКЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Подогреватели, используемые в регенеративной системе турбоустановки, бывают двух типов: поверхностные и смешивающие. В поверхностных подогревателях греющий пар и нагреваемая среда (конденсат или питательная вода) разделены металлом стенок трубок. Нагрев воды осуществляется за счет конденсации греющего пара в межтрубном пространстве и передачи теплоты через металл трубок. В смешивающих (контактных) подогревателях греющий пар и нагреваемая среда вступают в непосредственный контакт и смешиваются; при этом происходит конденсация пара.

Принцип работы подогревателей ничем не отличается от принципа работы конденсатора: для их успешной работы необходимы определенная разность температур греющего пара и нагреваемой среды и постоянное удаление из парового пространства неконденсирующихся газов, затрудняющих теплообмен.

На рис. 7.4 показана типичная конструкция подогревателя низкого давления. Нагреваемый конденсат поступает в водяную камеру, разделенную вертикальной перегородкой на две половины. Водяная камера отделена от парового пространства подогревателя трубной доской с завальцованными в нее *U*-образными вертикальными трубками. Конденсат, пройдя по трубкам, поступает во вторую половину водяной камеры и оттуда — в следующий подогреватель.

Греющий пар, омывая трубки, конденсируется и стекает вниз. Для лучшего теплообмена пучок трубок снабжен специальными перегородками. Для нормальной работы подогревателя из его парового пространства необходимо постоянно откачивать неконденсирующиеся газы подобно тому, как это производится из конденсатора. Поэтому паровое пространство подогревателя соединяют трубопроводом или с паровым пространством подогревателя с меньшим давлением, или с паровым пространством конденсатора, или с эжекторной установкой — основной или вспомогательной.

Водяной объем конденсата, образующегося в нижней части подогревателя (конденсат греющего пара), соединен либо с водяным объемом соседнего подогревателя с меньшим давлением, либо со всасывающей полостью дренажного насоса, подающего конденсат в линию основного конденсата. Кроме того, в корпусе имеется штуцер для приема конденсата из подогревателя с большим давлением пара.

В последние годы находят распространение подогреватели низкого давления смешивающего типа. Кроме того, что они полнее позволяют использовать тепло греющего пара, в них отсутствуют дорогие латунные трубки (использование трубок из углеродистой стали недопустимо из-за окисления не полностью деаэрированной водой). В турбоустановках ТЭЦ смешивающие ПНД пока применяются только в так называемых бездеаэраторных схемах (см. § 7.7).

На рис. 7.5 показана конструктивная схема подогревателя низкого давления смешивающего типа. Нагреваемый конденсат поступает из конденсатора через охладители пара эжекторов и сальниковый подогреватель, по трубопроводу *6* на перфорированный лоток *2*, стекает через перфорации на лоток *3* (также перфорированный) и с него — на дно подогревателя. Далее по трубопроводам *8* нагретый конденсат самотеком перетекает в следующий подогреватель.

Греющий пар по двум паропроводам *4* подается из отбора турбины в паровпускной короб *5*, из которого равномерно разводится по периметру короба, пересекает струи конденсата, стекающего с нижнего перфорированного лотка, и нагревает их. Несконденсировавшийся греющий пар продолжает двигаться вверх, соприкасается со струями конденсата, стекающего с верхнего лотка, и нагревает их. Остатки греющего пара проходят по восьми патрубкам в верхнем лотке *2*, охлаждаются в охладителе *1* и по трубопроводу *7* отсасываются в конденсатор (или в подогреватель с меньшим давлением).

При использовании смешивающих подогревателей очень важным является исключение какой-либо возможности попадания воды из подогревателя в турбину, поскольку это приведет к неизбежной и серьезной аварии. Поэтому подогреватель снабжается специальным аварийным переливом, входная трубка *9* которого показана на рис. 7.5. При повышении уровня воды в подогревателе избыточная вода продавливается в конденсатор через гидравлический затвор за счет напора столба воды.

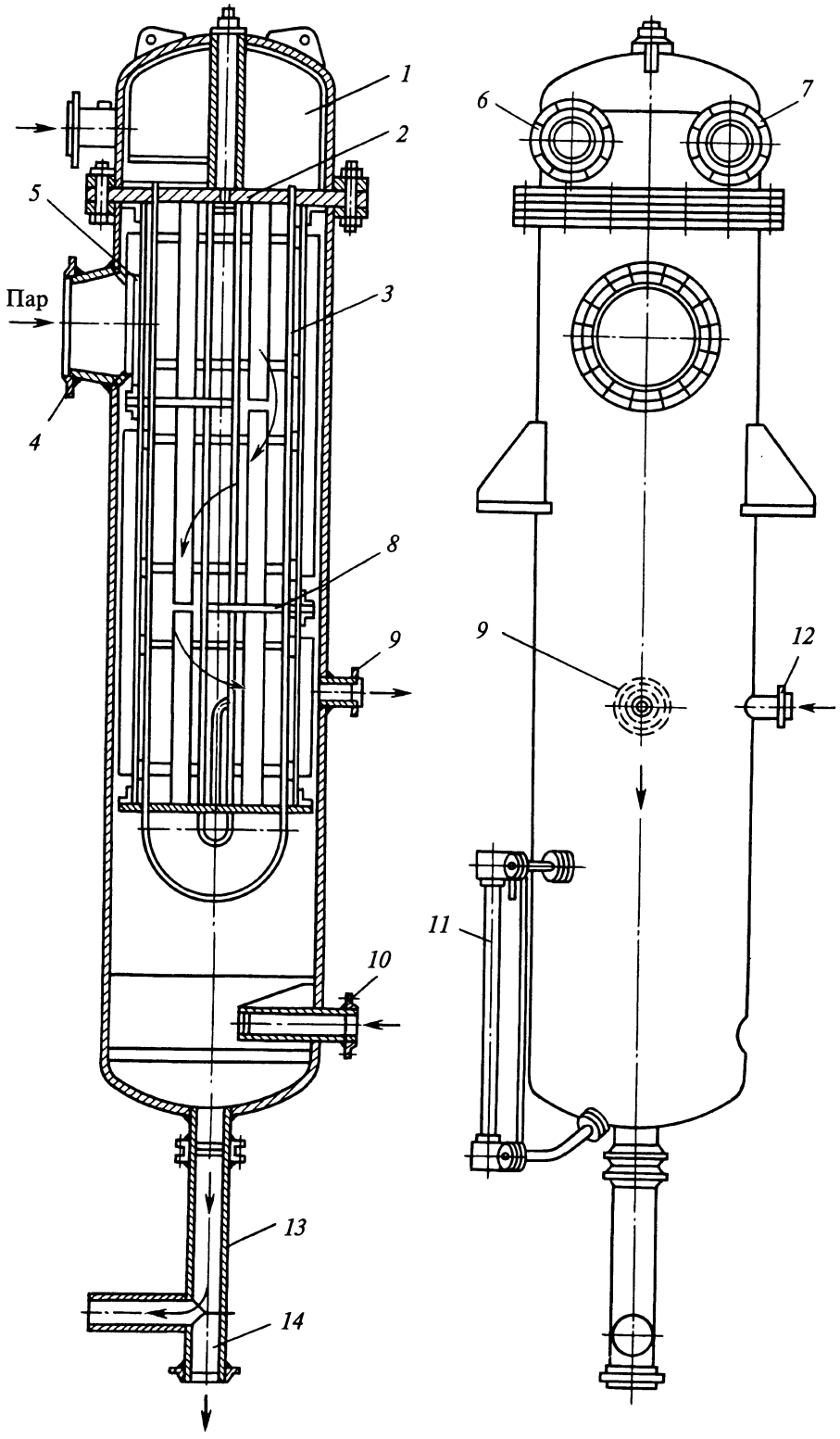


Рис. 7.4. Регенеративный подогреватель с трубной доской

1 — водяная камера; *2* — трубная доска; *3* — латунные U-образные трубки; *4* — подвод греющего пара; *5* — защитный щит; *6*, *7* — входной и выходной патрубки основного конденсата; *8* — направляющие перегородки; *9* — отсос воздуха; *10* — подвод дренажа из другого подогревателя; *11* — водомерное стекло; *12* — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; *13* — слив конденсата греющего пара; *14* — штуцер для опорожнения

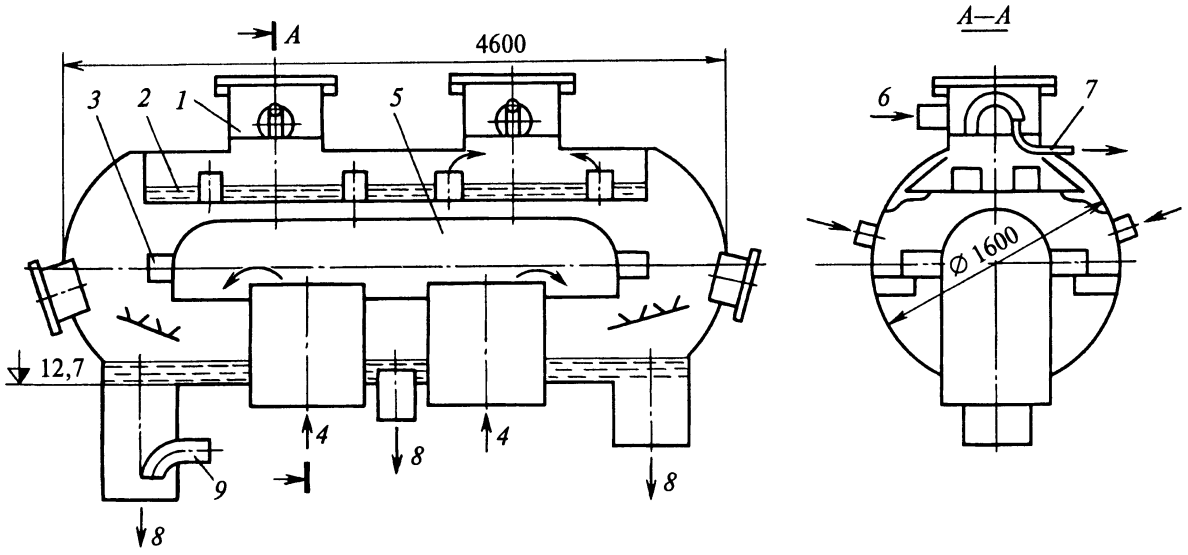


Рис. 7.5. Смешивающий подогреватель низкого давления

7.4. ДЕАЭРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА

Деаэрационная установка выполняет три основные функции:

1) деаэрирует конденсат, поступающий в него из ПНД, обеспечивая надежную работу ПВД и, главное, котла;

2) повышает температуру конденсата до температуры насыщения, отвечающей давлению в деаэраторе, т.е. работает как регенеративный подогреватель смешивающего типа;

3) создает запас питательной воды для котлов.

Первые две функции выполняет деаэрационная колонка, третью — аккумуляторный бак, на котором устанавливается сама колонка.

Деаэрационная колонка работает по принципу противотока: снизу в нее подается греющий пар из турбины, а сверху поступает деаэрируемая вода.

На рис. 7.6 приведена типичная конструкция деаэрационной головки, используемой на ТЭЦ с поперечными связями. Головка состоит из двух основных устройств: струйного, расположенного в верхней части головки, и барботажного, помещенного в нижней части. Между ними расположен водоперепускной лист. В струйном и барботажном устройствах происходит последовательный нагрев конденсата до температуры насыщения, определяемой давлением в аппарате. Конденсат и другие сбросы по подводящим штуцерам подаются в смесительно-распределительное устройство. Из него по четырем лоткам конденсат поступает на перфорированную тарелку, через отверстия которой он струями вытекает в паровое пространство деаэрационной головки навстречу греющему пару, движущемуся вверх. Перфорированная тарелка разделена кольцевой секционирующей перегородкой на две зоны: внутреннюю и наружную. При малом количестве деаэрируемого конденсата (до 30 % номинального) в работе находится только внутренняя зона тарелки, при большом — и внешняя.

Струи деаэрируемого конденсата собираются водоперепускным листом и направляются в барботажное устройство. Его главным элементом является перфорированный лист, к отверстиям которого снизу с помощью коллектора подводится греющий пар. Число отверстий подобрано так, чтобы под слоем конденсата, движущегося по барботажному листу, постоянно находился слой пара, часть которого будет проходить через слой конденсата и подогревать его.

Барботажное устройство снабжено двумя гидрозатворами. Первый из них образован нижней частью корпуса колонки и горловиной бака. Он препятствует выходу греющего пара мимо барботажного устройства. Второй гидравлический затвор образован двумя центральными коаксиальными пароперепускными трубами, и он, по сути дела, является автоматическим регулятором, обеспечивающим устойчивый барботаж на перфорированном листе. Ес-

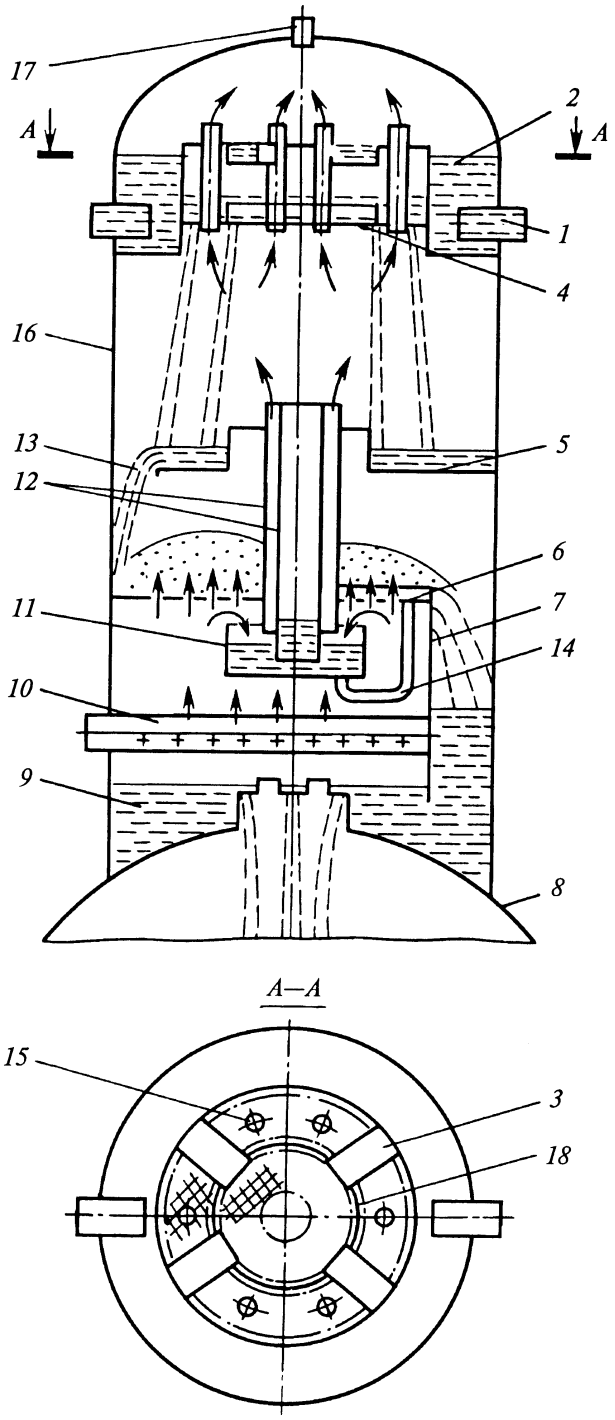


Рис. 7.6. Принципиальная схема деаэрационной головки деаэраторов ТЭЦ с поперечными связями

1 — штуцер подвода конденсата для деаэрации; *2* — смесительно-распределительное устройство; *3* — лотки; *4* — перфорированная тарелка; *5* — водоперепускной лист; *6* — перфорированный лист; *7* — перегородка; *8* — бак-аккумулятор; *9* — горловина бака; *10* — коллектор подачи греющего пара; *11* — поддон; *12* — перепускные трубы; *13* — сегментное отверстие; *14* — водоперепускные трубы; *15* — патрубки; *16* — корпус деаэрационной головки; *17* — штуцер отвода выпара; *18* — секционирующая перегородка

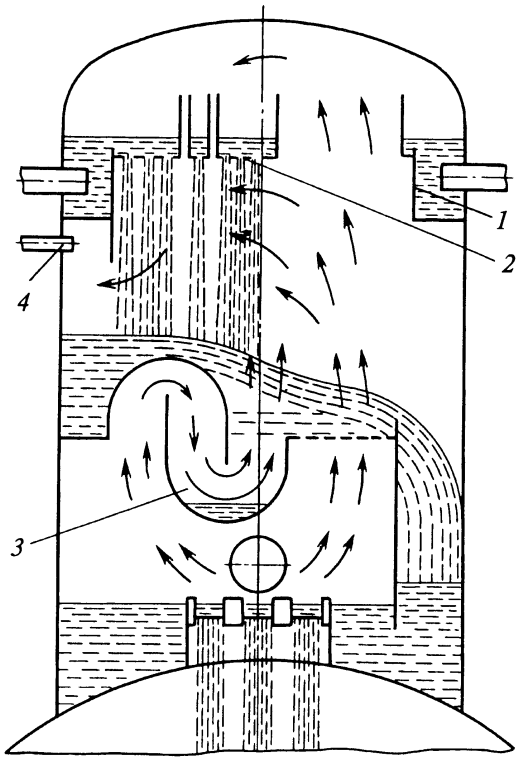


Рис. 7.7. Принципиальная схема деаэрационной колонки ДП-1000

1 — водораспределительное устройство; *2* — перфорированная тарелка; *3* — перепускной клапан; *4* — штуцер отвода выпара

ли нагрузка деаэратора, т.е. количество деаэрированной воды и необходимое количество греющего пара увеличиваются, то давление в барботажном устройстве растет. Это приводит к уменьшению уровня конденсата в поддоне и проходу части пара в струйный отсек через пароперепускные трубы (сначала — через коаксиальный зазор между трубами, а затем — через внутреннюю трубу).

Степень открытия перепускных труб управляется водоперепускной трубкой, реагирующей на уровень конденсата на барботажном листе.

Избыток греющего пара, прошедший через отверстия барботажного листа и паропускные трубы, конденсируется на струях конденсата в струйном отсеке и через патрубки поступает в верхнюю часть деаэрационной колонки и оттуда — к охладителю выпара.

На рис. 7.7 показана принципиальная схема деаэрационной колонки ДП-1000, используемая, в частности, в деаэраторе турбоустановки теплофикационного энергоблока мощностью 250 МВт. Ее работа основана на тех же принципах, что и деаэрационной колонки, рассмотренной выше, и ясна из рисунка. *S*-образный пароперепускной клапан регулирует расход пара на барботажное устройство.

7.5. ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ТЭЦ

Питательные установки служат для подачи питательной воды в котел из баков деаэратора через систему подогревателей высокого давления. Запас потенциальной энергии, приобретенный водой в питательном насосе, в дальнейшем используется для совершения работы в турбине.

Питательный насос может быть отнесен к основному оборудованию наряду с котлом, паровой турбиной и конденсационной установкой. Выход из строя всех питательных насосов не только влечет за собой прекращение работы, но и может вызвать серьезную аварию котла.

Условия работы питательных насосов исключительны тяжелы. Во всасывающий патрубок насоса поступает питательная вода из деаэратора, в котором она имеет температуру насыщения. Поэтому для бескавитационной работы насоса необходим значительный подпор, который создают размещением деаэратора выше насоса. Это удорожает здание электростанции. Тем не менее такая мера часто оказывается недостаточной и приходится прибегать к установке предвключенных (бустерных) насосов для создания гарантированного подпора на входе в основной питательный насос.

Кроме того, питательный насос перекачивает воду температура которой 100—170 °С, а давление на выходе из насоса энергоблоков сверхкритического давления достигает 35 МПа. Конструкция питательного насоса для надежной работы в этих условиях получается сложной.

Наиболее просто устроены питательные установки ТЭЦ с поперечными связями. Как видно из рис. 7.3, это группа насосов, подключенных к всасывающему коллектору, которые приводятся асинхронными электродвигателями и подают питательную воду в коллектор питания ПВД. Для ТЭЦ с поперечными связями важна суммарная производительность насосов, поэтому ее обеспечивают необходимым числом работающих насосов. При необходимости точной регулировки расхода питательной воды существует много способов (привод насоса через гидромуфту, уменьшающую частоту вращения насоса и, следовательно, его производительность; рециркуляция части питательной воды в деаэратор, частичное закрытие напорного трубопровода задвижкой и т.д.).

На рис. 7.8 показана типичная конструкция питательного насоса для ТЭЦ с поперечными связями. Питательная вода поступает во входной патрубок, затем проходит через 11 ступеней подъема давления и выходит из выходного патрубка. Каждая из ступеней состоит из рабочего колеса, установленного на валу на шпонках, и направляющего аппарата, смонтированного во внутреннем корпусе. Последний выполнен в виде секций и установлен в неразъемном наружном корпусе, торцы которого закрыты крышками. Число секций, т.е. рабочих колес можно менять, тем самым изменяя напор насоса.

В местах выхода вала наружу установлены защитные втулки, на них проточены гребешки, образующие вместе с цилиндрической расточкой корпуса щелевые уплотнения, к которым от напорной линии конденсатных насосов подводится конденсат для охлаждения.

Вал насоса установлен в подшипниках скольжения, смазка которых не отличается принципиально от смазки турбинных опорных подшипников.

Осевые усилия, возникающие на каждом рабочем колесе насоса, складываются, в результате чего появляется суммарная осевая сила, действующая в направлении от нагнетающего патрубка к всасывающему и достигающая нескольких тонн. Для восприятия этой силы служит гидропята, устройство которой показано на рис. 7.9. Небольшое количество питательной воды из последнего рабочего колеса поступает в цилиндрическую щель между втулками пяты и разгрузочного диска в камеру между подушкой пяты и разгрузочным диском, а затем через торцевую щель между ними — в деаэратор или всасывающий патрубок насоса. Обычно в цилиндрической щели дросселируется 30—50 % напора насоса, а в торцевой — 70—50 %. В результате появляется сила, действующая на диск и направленная от всасывающего патрубка к нагнетающему. Размеры пяты выбирают так, чтобы результирующее усилие было направлено в сторону всасывания, а между подушкой пяты и диском образовался зазор 0,15—0,2 мм, через который будет непрерывной пленкой протекать питательная вода. В пленке возникают гидродинамические силы, препятствующие контакту подушки и диска.

Правильно спроектированная и смонтированная гидропята работает автоматически: при изменении осевого усилия торцевой зазор между пятой и диском изменяется так, чтобы изменилось давление перед разгрузочным диском и создало силу, равную и противоположно направленную имеющейся.

На рис. 7.10 показана конструкция питательного насоса для энергоблоков сверхкритического давления. Питательная вода поступает во входной патрубок *1*, проходит через шесть ступеней подъема дав-

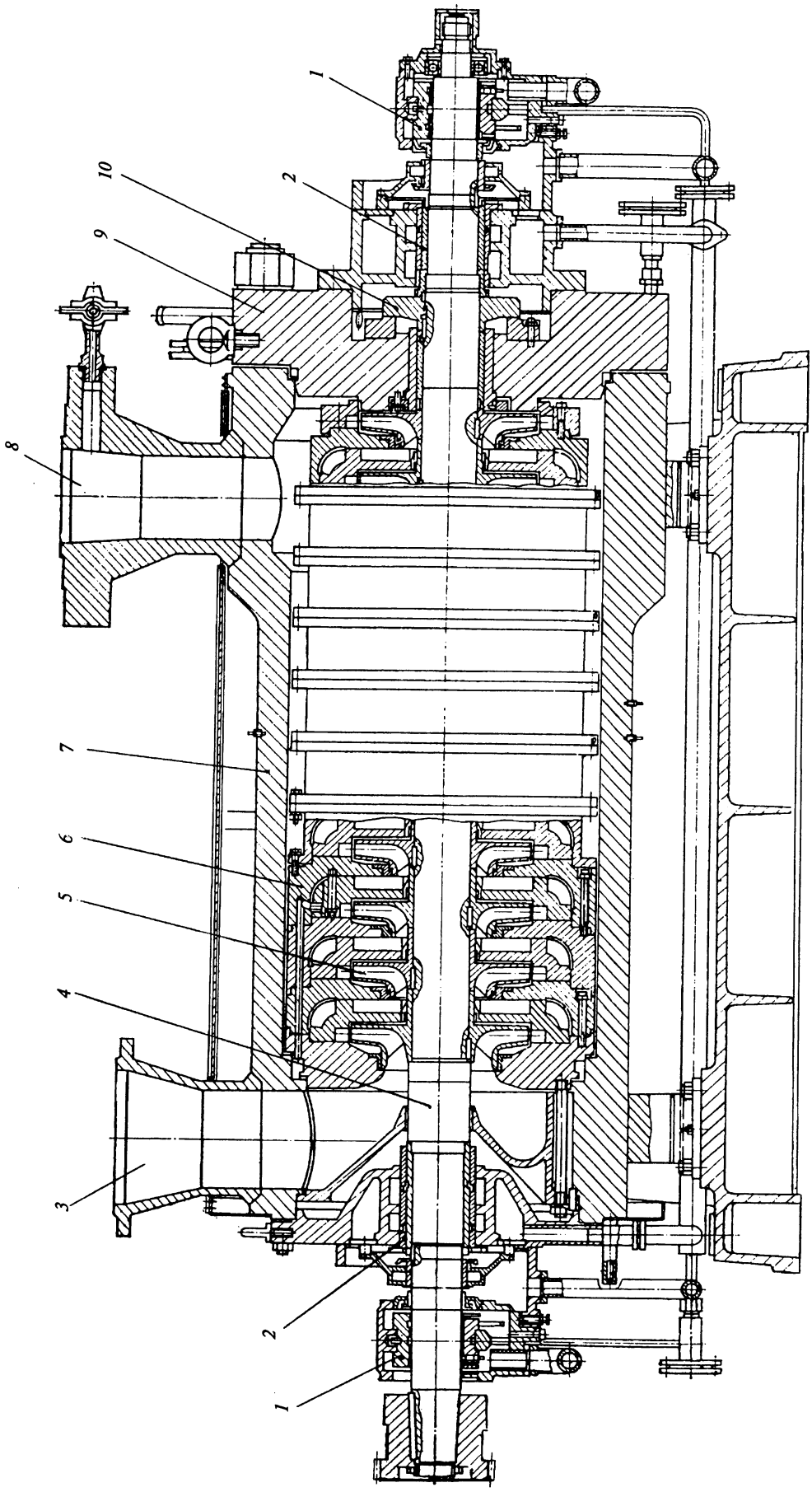


Рис. 7.8. Питательный насос для ТЭЦ на докритическое давление свежего пара

1 — опорные подшипники; *2* — концевые уплотнения; *3* — входной патрубок; *4* — вал; *5* — рабочее колесо; *6* — внутренний секционный корпус; *7* — внешний корпус; *8* — выходной патрубок; *9* — крышка насоса; *10* — гидропята

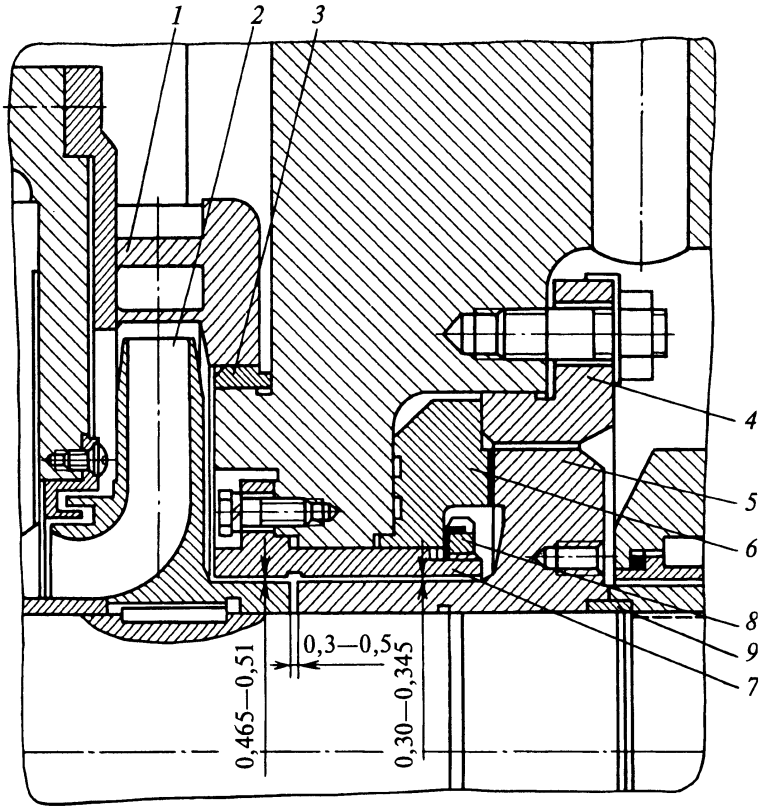


Рис. 7.9. Конструкция гидропяты питательного насоса
1 — направляющий аппарат последней ступени; *2* — рабочее колесо; *3* — защитное кольцо; *4* — прижимное кольцо; *5* — разгрузочный диск; *6* — подушка пяты; *7* — втулка пяты; *8* — гайка; *9* — кольцо из теплостойкой резины

ления и выходит из выходного патрубка *10*. Каждая из ступеней состоит из рабочего колеса *2*, установленного на валу *3*, и направляющего аппарата *4*, смонтированного во внутреннем корпусе *5*. Последний выполнен с горизонтальным разъемом и установлен в неразъемном наружном корпусе *6*, торцы которого закрыты крышками. В местах выхода вала наружу установлены защитные втулки, на них проточены гребешки, образующие вместе с цилиндрической расточкой корпуса щелевые уплотнения *8*, к которым от напорной линии конденсатных насосов подводится конденсат для охлаждения.

Вал насоса установлен в подшипниках скольжения *9* (показан только один подшипник). Осевое усилие воспринимается гидропятой *7*.

Схема установки питательного насоса показана на рис. 7.11. На напорной стороне насоса обязательно устанавливают обратный клапан, препятствующий протеканию воды в обратном направлении (при работающем соседнем и неработающем рассматриваемом насосах).

Перед обратным клапаном устраивается линия рециркуляции, необходимая для нормальной работы насоса при малых нагрузках (при малом потреблении воды котлом). При отсутствии линии рециркуляции и работе насоса при малом пропуске воды происходит «запаривание» насоса из-за недостаточного охлаждения, при котором в его внутренних полостях образуется пар. Особенно опасно образование пара в полости гидропяты, которая при этом теряет несущую способность и вызывает задевания вращающихся деталей о неподвижные. Задевание диска о подушку пяты приводит к быстрому выходу ее из строя, задеваниям рабочих колес о направляющие аппараты и аварии насоса.

Включенная линия рециркуляции позволяет даже при малом потреблении питательной воды котлами пропускать через насос достаточное ее количество. Линия рециркуляции снабжается набором дроссельных шайб для снижения давления питательной воды перед ее возвращением в деаэратор и задвижкой с электрифицированным приводом, управление которым автоматизировано. При снижении расхода питательной воды до определенного минимума линия рециркуляции включается автоматически.

Питательные установки энергоблоков ТЭЦ, особенно СКД, значительно сложнее. На рис. 7.12 пока-

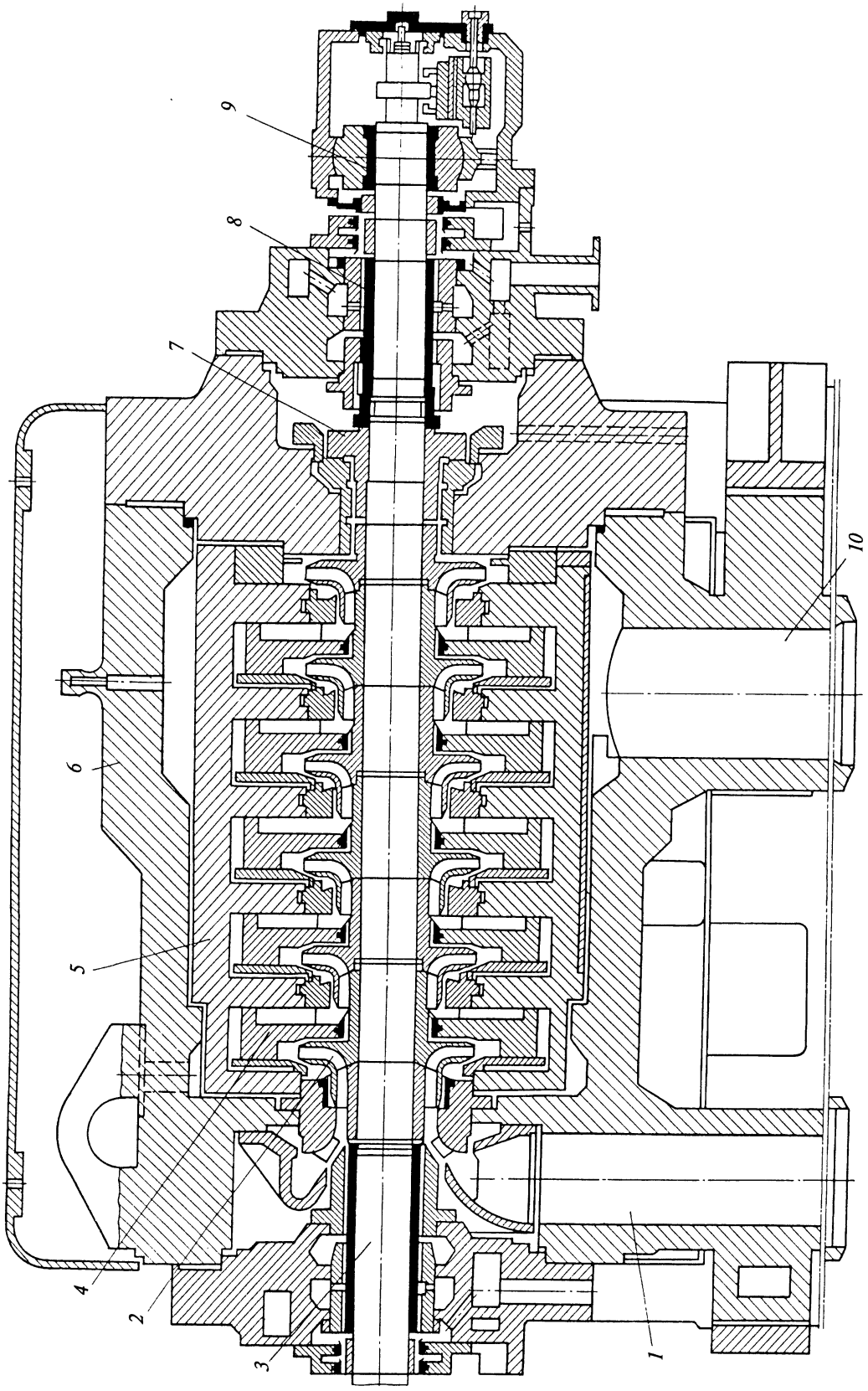


Рис. 7.10. Питательный насос для энергоблоков сверхкритического давления

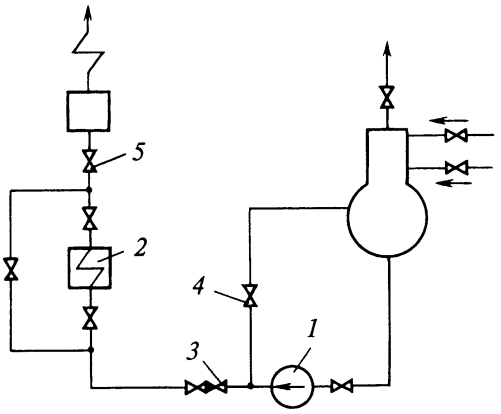


Рис. 7.11. Схема установки питательного насоса
1 — питательный насос; *2* — ПВД; *3* — обратный клапан; *4* — задвижка на линии рециркуляции; *5* — питательный клапан парогенератора

зана принципиальная схема питательной установки для котла турбоагрегата Т-250/300-23,5 ТМЗ. В отличие от питательной установки, рассмотренной выше, для привода питательного насоса использована вспомогательная приводная турбина, питаемая из отбора ЦСД. Пар, отработавший в приводной турбине, сбрасывается в паропровод, из которого часть пара проходит в подогреватель низкого давления, а избыток — обратно в главную турбину. Использование турбопривода питательного насоса оказывается экономически целесообразным: компактная паровая турбина обеспечивает потребную мощность 10—12 МВт (максимальная мощность выпускаемых электродвигателей составляет 8 МВт), легко изменяет свою частоту вращения, в результате чего легко регулируются подача и напор насоса, тогда как при использовании электропривода необходимы повышающий редуктор и гидромуфта.

Вместе с тем принятая схема включения турбонасоса в тепловую схему турбоустановки потребовала установки пускового и резервного питательного электронасоса 50 %-ной производительности (рис. 7.12). Электронасос включают при пуске или значительном снижении нагрузки основной турбины, когда вследствие уменьшения расхода пара через приводную турбину (из-за падения давления в отборах главной турбины) развиваемая ею мощность становится недостаточной.

На рис. 7.10 показана конструкция питательного насоса для рассмотренной питательной установки.

7.6. КОНСТРУКЦИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

На рис. 7.13 показана конструкция подогревателя высокого давления (ПВД) с так называемой коллекторной системой. В корпусе расположена трубная система нагревателя, состоящая из четырех вертикальных стояков, между которыми расположены нагревательные спирали, выполненные из трубок из нержавеющей стали, и вертикальной центральной отводящей трубы. Внутри стояков расположены перегородки и дроссельные шайбы, обеспечивающие движение питательной воды, показанное стрелками.

Греющий пар поступает в подогреватель по трубопроводу сверху и движется навстречу нагреваемой питательной воде. Паровое пространство подогревателя, занятое греющим паром, конструктивно разделено на три зоны: верхняя зона, куда поступает наиболее горячий пар, называется охладителем пара, средняя — собственно подогревателем и нижняя — охладителем конденсата.

В охладителе пара питательная вода отбирает от поступающего (как правило, перегретого пара) теп-

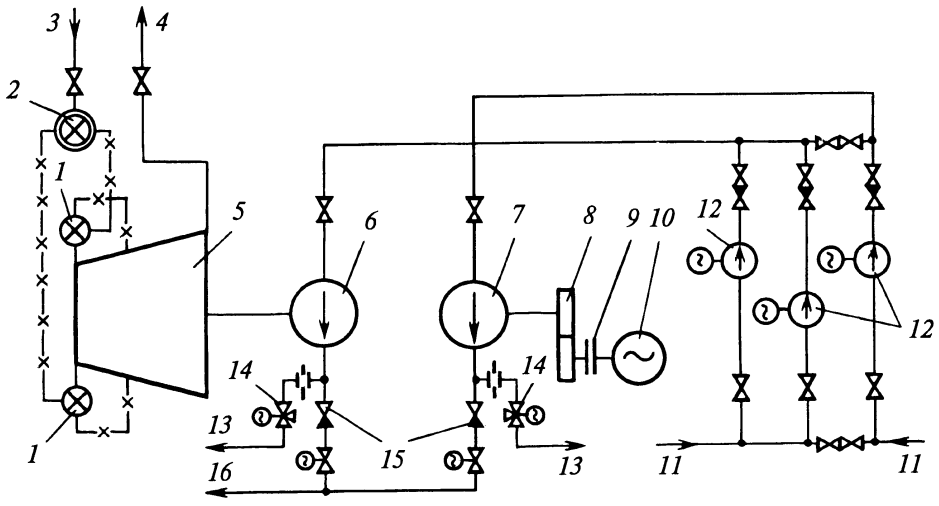


Рис. 7.12. Питательная установка энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ
1 — регулирующие клапаны; *2* — стопорные клапаны; *3* — пар из отбора главной турбины; *4* — пар в ЦНД главной турбины; *5* — приводная турбина; *6*, *7* — питательные насосы; *8* — редуктор; *9* — гидромуфта; *10* — электропривод питательного насоса; *11* — питательная вода из деаэратора; *12* — бустерные насосы; *13* — линия рециркуляции в деаэратор; *14* — клапан рециркуляции; *15* — обратный клапан; *16* — питательная вода в ПВД

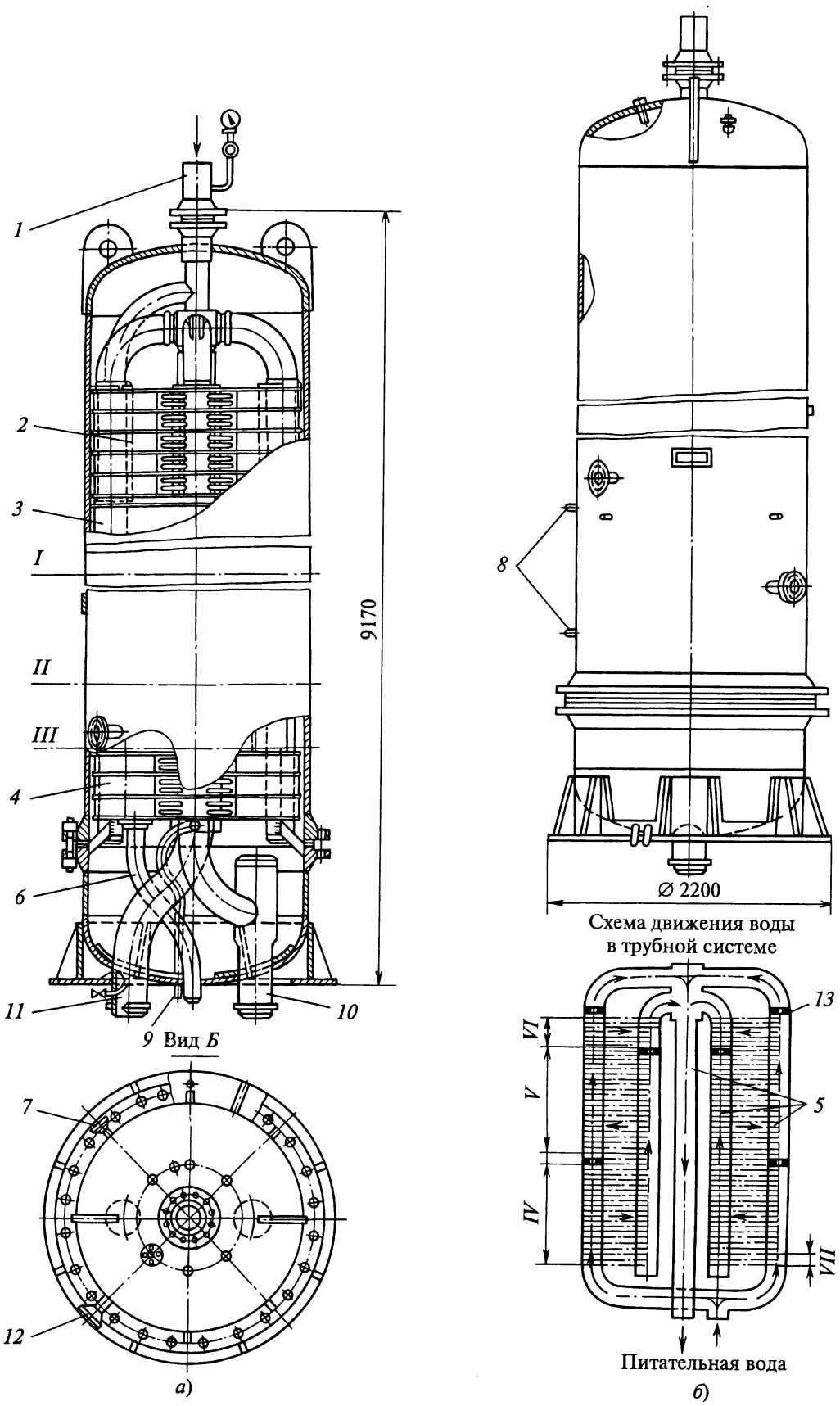


Рис. 7.13. Регенеративный подогреватель с коллекторной системой

а — конструкция подогревателя; *б* — схема движения воды в трубной системе; *1* — подвод греющего пара; *2* — охладитель пара; *3* — поверхности основного подогревателя; *4* — охладитель дренажа; *5* — коллекторы питательной воды; *6* — отвод конденсата греющего пара; *7* — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; *8* — патрубок к указателю уровня; *9* — отсос неконденсирующихся газов; *10*, *11* — подвод и отвод питательной воды; *12* — подвод конденсата из другого подогревателя; *13* — дроссельная шайба; *I*, *II* — аварийный уровень конденсата в корпусе соответственно 2-го и 3-го предела повышения уровня; *III* — минимальный уровень конденсата в корпусе; *IV*, *V* — 1-й и 2-й ход воды; *VI* — ход воды (охладитель пара); *VII* — охладитель конденсата

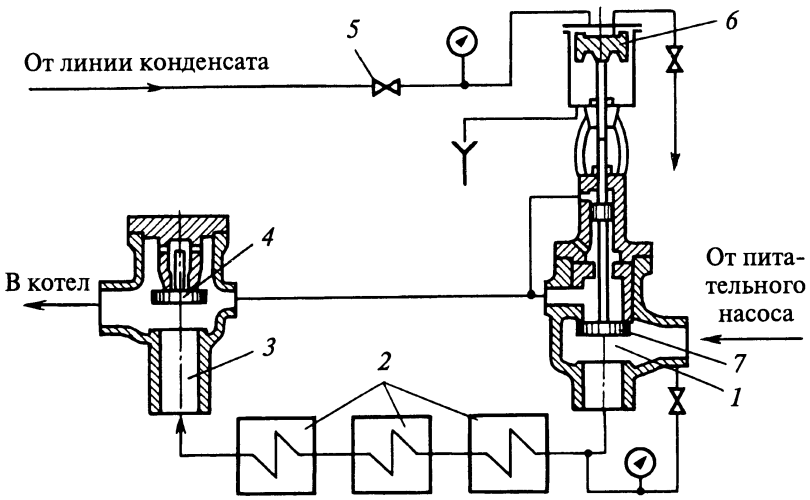


Рис. 7.14. Схема защиты ПВД от переполнения

ло перегрева. Для этого в паровом пространстве создается множество горизонтальных перегородок и вертикальная перегородка, которые обеспечивают длительный контакт перегретого пара и питательной воды (через металлическую стенку).

Пройдя охладитель, пар поступает в собственно подогреватель, где происходит массовая конденсация греющего пара и передача тепла конденсации питательной воде.

Образующийся конденсат греющего пара имеет температуру насыщения, которая значительно выше температуры поступающей питательной воды. Поэтому для более полного использования тепла конденсат направляется в охладитель, конструкция которого сходна с конструкцией охладителя пара. Охлажденный конденсат направляется либо в подогреватель с более низким давлением, либо в деаэратор.

Как и ПНД, рассматриваемый подогреватель оборудован штуцерами для приема конденсата и паровоздушной смеси из подогревателя с более высоким давлением и для сброса паровоздушной смеси в подогреватель с более низким давлением.

Регенеративные подогреватели обязательно снабжают указателями уровня конденсата греющего пара, системами сигнализации и защиты от превышения его уровня. Заполнение подогревателя водой может привести к ее попаданию в турбину, что неизбежно вызовет очень тяжелую аварию (выше упоминалось, что недопустимо попадание из подогревателя не только воды, но и пара, который может вызвать разгон турбины). Особенно опасно переполнение подогревателей высокого давления, которое может быть следствием разрыва трубок питательной воды. В этом случае даже при срабатывании обратного клапана на линии отбора греющего пара корпус подогревателя окажется под давлением воды за питательным насосом (для энергоблоков сверхкритического давления более 30 МПа), в то время как при нормальных условиях отбираемый пар имеет давление примерно 1—6 МПа.

Защита от повышения уровня воды в подогревателях основана на их отключении от трубопроводов питательной воды и пара. При нормальной работе (рис. 7.14) питательная вода поступает через впускной клапан *1* в подогреватели *2* и, пройдя обратный клапан *3*, направляется в котел. При повышении уровня воды в паровом пространстве подогревателя датчик уровня подает сигнал на соленоидный клапан *5*, направляющий конденсат под давлением от конденсатных насосов к поршню *6* гидравлического сервомотора. Сервомотор перемещает тарелку *7* клапана, закрывая тем самым проход питательной воды в подогреватели и направляя ее к обратному клапану *3*. Тарелка *4* обратного клапана при этом опускается из-за отсутствия поддерживающего тока воды, и вся группа подогревателей оказывается отключенной от линии питательной воды.

7.7. БЕЗДЕАЭРАТОРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ

В традиционной тепловой схеме всех без исключения теплофикационных турбин используется деаэрационная установка и регенеративные подогреватели поверхностного типа.

Главный недостаток использования деаэратора — наличие на ТЭС на высоте 12—25 м огромного резервуара массой в несколько сотен тонн, содержащего воду с температурой 165—170 °С.

Имеет и существенный недостаток использование поверхностных РП. В них принципиально нельзя нагреть конденсат (или питательную воду) до температуры насыщения конденсата греющего пара. Иногда недогревы в РП достигают 8—12 °С, особенно в ПНД, работающих под вакуумом, что существенно снижает экономичность турбоустановок.

Учитывая эти два основных недостатка традиционных тепловых схем, в России разработана и внедрена более чем на 100 энергоблоках так называемая бездеаэраторная схема. Имеется опыт ее внедрения и на теплофикационной установке мощностью 250 МВт, показанной на рис. 7.2, *б* (см. одновременно для сравнения рис. 7.2, *а*).

В этой схеме исключен деаэратор, а поверхностный подогреватель ПНД-2 заменен на смешивающий. Именно он на себя взял функцию деаэратора по освобождению питательной воды от агрессивных газов (с одновременным уменьшением недогревов). Одновременно пришлось усовершенствовать и систему насосов: отпала необходимость в установке перед ПНД конденсатных насосов II ступени, так как нет необходимости поднимать воду на высоту установки деаэратора и преодолевать высокое давление в нем. Поэтому насосы II подъема установлены за ПНД-2. Их задача прокачать воду через ПНД и оставшиеся ПНД и создать на входе в ПТН такие же условия, которые существуют перед ним в традиционной тепловой схеме с использованием деаэратора и бустерного насоса. При этом удается исключить быстроизнашиваемый бустерный насос.

Необходимо подчеркнуть, что описываемая бездеаэраторная схема выполнена в рамках реконструкции уже работающей ТЭЦ и поэтому в ней не использованы все возможности.

Использование бездеаэраторных тепловых схем на ТЭЦ, несмотря на их преимущества, затруднено прежде всего особенностью их работы: бóльшую часть года теплофикационная турбина работает с закрытой диафрагмой ЦНД, и поэтому ПНД, работающий под вакуумом не может играть роль деаэратора.

Контрольные вопросы

1. Почему экономически оптимальная температура питательной воды ниже, чем термодинамически оптимальная?
2. Назовите структурную схему конденсатно-питательного тракта турбоустановки ТЭЦ и назначение всех ее элементов.
3. В чем состоят принципиальные отличия конденсатно-питательного трактов ТЭЦ с поперечными связями и с энергоблоками?
4. В чем преимущества смешивающего регенеративного подогревателя перед поверхностным?
5. Какими способами удаляется конденсат греющего пара и неконденсирующиеся газы из поверхностных подогревателей?
6. Назовите основные функции деаэратора.
7. Как работает деаэрационная колонка?
8. Для чего необходимы бустерные насосы?
9. Что такое «запаривание» насоса? Какими путями его избегают в питательной установке?
10. В чем состоит главная особенность условий работы питательного насоса? Почему питательный насос не устанавливают на одной горизонтальной отметке с турбиной.
11. На каком принципе работает гидропята питательного насоса?
12. Нарисуйте схему защиты от переполнения конденсатом подогревателей высокого давления.
13. В чем преимущества бездеаэраторной тепловой схемы перед традиционной?

Часть вторая

КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Глава восьмая

ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

8.1. ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Для понимания места и роли теплофикационных паровых турбин рассмотрим общую классификацию паровых турбин. Из большого разнообразия используемых паровых турбин прежде всего можно выделить турбины транспортные и стационарные.

Транспортные паровые турбины чаще всего используются для привода гребных винтов крупных судов.

Стационарные паровые турбины — это турбины, сохраняющие при эксплуатации неизменным свое местоположение. В настоящей книге рассматриваются только стационарные паровые турбины, выпускаемые в России.

В свою очередь стационарные паровые турбины можно классифицировать по ряду признаков.

1. По назначению различают турбины энергетические, промышленные и вспомогательные.

Энергетические турбины служат для привода электрического генератора, включенного в энергосистему, и отпуска тепла крупным потребителям, например, жилым районам, городам и т.д. Их устанавливают на крупных ГРЭС, АЭС и ТЭЦ. Энергетические турбины характеризуются прежде всего большой мощностью, а их режим работы — практически постоянной частотой вращения. Большинство энергетических турбин выполняют на номинальную частоту вращения 3000 1/мин. Их называют быстроходными. Все турбины ТЭЦ выполняются быстроходными.

Промышленные турбины также служат для производства тепловой и электрической энергии, однако их главной целью является обслуживание промышленного предприятия, например, металлургического, текстильного, химического и др. Часто такие турбины работают на маломощную индивидуальную электрическую сеть, а иногда используются для привода агрегатов с переменной частотой вращения, например, воздуходувок доменных печей. Мощность промышленных турбин существенно меньше, чем энергетических.

Вспомогательные турбины используются для обеспечения технологического процесса производства электроэнергии — обычно для привода питательных насосов и воздуходувок котла.

2. По характеру теплового процесса различают турбины конденсационные и теплофикационные. Их маркировка выполняется в строгом соответствии с государственным стандартом.

В конденсационных турбинах (типа К) пар из последней ступени отводится в конденсатор, они не имеют регулируемых (при неизменном давлении) отборов пара, хотя, как правило, имеют много нерегулируемых отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, а иногда и для внешних тепловых потребителей. Главное назначение конденсационных турбин — обеспечивать производство электроэнергии, поэтому они являются основными агрегатами мощных ТЭС и АЭС. Мощность самых крупных конденсационных турбоагрегатов достигает 1000—1200 МВт.

Теплофикационные турбины имеют один или несколько регулируемых отборов пара, в которых поддерживается заданное давление. Они предназначены для выработки тепловой и электрической энергии. Теплофикационная турбина выполняется с конденсацией пара или без нее. В первом случае она может иметь отопительные отборы пара (турбины типа Т) для отопления зданий, предприятий и т.д. или производственный отбор пара (турбины типа П) для технологических нужд промышленных предприятий или тот и другой отборы (турбины типа ПТ). Во втором случае турбина носит название турбины с противодавлением (турбины типа Р). В ней пар из последней ступени направляется не в конденсатор, а обычно производственному потребителю. Таким образом, главным назначением турбины с противодавлением является производство пара заданного давления (в пределах 0,3—3 МПа). Турбина с противодавлением может также иметь и регулируемый теплофикационный или промышленный отбор пара, и тогда она относится к типу ТР или ПР.

Теплофикационные турбины с отопительным отбором пара (типа Т) спроектированы так, чтобы при максимальной теплофикационной нагрузке ступени, расположенные за зоной отбора, мощности не вырабатывали. В последние годы ряд турбин проектируются так, что даже при максимальной нагрузке последние ступени вырабатывают мощность. Такие турбины относятся к типу ТК.

Для обозначения типов турбин ГОСТ предусматривает специальную маркировку, состоящую из буквенной и числовой частей.

Буквенная часть указывает тип турбины, следующее за ней число — номинальную мощность турбины в мегаваттах. Если необходимо указать и максимальную мощность турбины, то ее значение приводят через косую черту.

Следующее число указывает номинальное давление пара перед турбиной в мегапаскалях; для теплофикационных турбин далее через косую черту указывают давление в отборах или противодавление в мегапаскалях.

Наконец, последняя цифра, если она имеется, указывает номер модификации турбины, принятый на заводе-изготовителе.

Приведем несколько примеров обозначений турбин.

Турбина К-210-12,8-3 — типа К, номинальной мощностью 210 МВт с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа (130 кгс/см^2), третьей модификации.

Турбина П-6-3,4/0,5 — типа П, номинальной мощностью 6 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 3,4 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 0,5 МПа.

Турбина Т-110/120-12,8 — типа Т, номинальной мощностью 110 МВт и максимальной мощностью 120 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа.

Турбина ПТ-25/30-8,8/0,1 — типа ПТ, номинальной мощностью 25 МВт и максимальной мощностью 30 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 8,8 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 1 МПа.

Турбина Р-100/105-12,8/1,45 — типа Р, номинальной мощностью 100 МВт максимальной мощностью 105 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа и абсолютным противодавлением 1,45 МПа.

Турбина ПР-12/15-8,8/1,45/0,7 — типа ПР, номинальной мощностью 12 МВт и максимальной мощностью 15 МВт, с начальным абсолютным давлением 8,8 МПа, давлением в отборе 1,45 МПа и противодавлением 0,7 МПа.

Типы, параметры и мощность турбин, выпускаемых в России для работы на электростанциях, стандартизированы. Для теплофикационных турбин они представлены в табл. 8.1.

3. По используемым параметрам пара паровые турбины можно разделить на турбины докритического и сверхкритического начального давления, перегретого и насыщенного пара, без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара.

Все теплофикационные турбины выполняют с начальным перегревом пара и, за исключением

Таблица 8.1

Технические характеристики энергетических теплофикационных отечественных турбин

Типоразмер турбин	Мощность, МВт		Начальные параметры пара		Температура промежуточного перегрева пара, °С	Давление, МПа		Расход отбираемого пара, т/ч (пределы отклонений ±10 %)	Температура воды, °С	
	номинальная	максимальная	Давление, МПа	Температура, °С		отбираемого пара	за турбиной (противодавление)		питательной (пределы отклонений ±10 °С)	охлаждающей
П-6-3,4/0,5	6,0	6,6	3,4	435	—	0,50	—	40	145	20
Р-50/60-12,8/1,3	50	60	12,8	555	—	—	1,30	—	230	—
Р-100/105-12,8/1,45	100	105	12,8	555	—	—	1,45	—	230	—
Т-110/120-12,8	110	120	12,8	555	—	0,09	—	340	230	20
Т-175/210-12,8	175	210	12,8	555	—	0,09	—	520	230	20; 27
Т-180/210-12,8	180	210	12,8	540	540	0,10	—	460	250	20; 27
Т-250/300-23,5	250	300	23,5	540	540	0,09	—	620	265	20
ПТ-80/100-12,8/1,3	80	100	12,8	555	—	1,30 и 0,09	—	185 и 130	250	20
ПТ-135/160-12,8/1,45	135	162	12,8	555	—	1,45 и 0,08	—	320 и 210	230	20; 27
ТР-110-130	110	—	12,8	555	—	0,09	0,07	350	230	—

турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, на докритические параметры пара.

С промежуточным перегревом пара выполняются только турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ и Т-180/210-12,8 ЛМЗ.

4. По конструктивным особенностям турбины можно разделить по числу цилиндров, по числу валопроводов и по типу ступеней, применяемых в части высокого давления.

По числу цилиндров различают турбины одно- и многоцилиндровые. Одноцилиндровыми удается выполнить лишь турбины со значительным противодавлением, теплоперепад которых сравнительно мал. Большинство турбин выполняют многоцилиндровыми. Это позволяет получить более высокую мощность в одном агрегате, что удешевляет и турбину, и электростанцию. Наибольшее число цилиндров (четыре) имеет турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ.

По числу валопроводов различают турбины одновальные (имеющие один валопровод — соединенные муфтами роторы отдельных цилиндров и генератора) и двухвальные (имеющие два валопровода каждый со своим генератором и связанные только потоком пара). Все теплофикационные турбины — одновальные.

По типу ступеней, применяемых в части высокого и среднего давления, различают турбины активные (с малой степенью реактивности и дисковой конструкцией ротора) и реактивные (со степенью реактивности около 0,5). У нас в стране строят турбины, имеющие диафрагменную конструкцию и дисковые роторы.

8.2. ТУРБИНЫ УРАЛЬСКОГО ТУРБОМОТОРНОГО ЗАВОДА

В табл. 8.2 приведены основные параметры энергетических турбин с противодавлением, рассматриваемых в книге.

8.2.1. Турбина Р-40-12,8/3

Турбина имеет номинальную мощностью 40 МВт, спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С, на номинальное противодавление 3,04 МПа и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 8.2).

Принципиальная тепловая схема турбоустановки приведена на рис. 8.1. По двум паропроводам диаметром 250 мм пар подводится к стопорному клапану, из которого по четырем паропроводам поступает к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины (см. рис. 3.1). Каждый из регулирующих клапанов подает пар к одной из четырех сопловых коробок, две из которых

Таблица 8.2

Основные параметры некоторых энергетических турбин с противодавлением

Показатель	Турбина			
	Р-50/60-12,8/1,3	Р-50/60-12,8/1,3-2	Р-40-12,8/3	Р-100/105-12,8/1,45
Завод изготовитель	ЛМЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ТМЗ
Мощность, МВт:				
номинальная	50	52,7	40	100
максимальная	60	60	43	107
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50
Начальные параметры пара:				
давление, МПа	12,75	12,75	12,75	12,75
температура, °С	565	555	565	555
Давление пара за турбиной, МПа	1,3	1,3	3,1	1,45
Максимальный расход свежего пара, кг/с	133	130,6	131	211
Схема проточной части	1р + 16	1р + 16	1р + 8	1р + 12
Длина лопатки последней ступени, мм	122	122	—	127
Средний диаметр последней ступени, м	0,931	0,931	—	1,127
Длина турбины, м	8,856	8,856	7,66	9,07
Удельный расход пара, кг/ (кВт·ч)	7,4	7,4	11,4	7,77
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,7	2,7	2,59	1,38

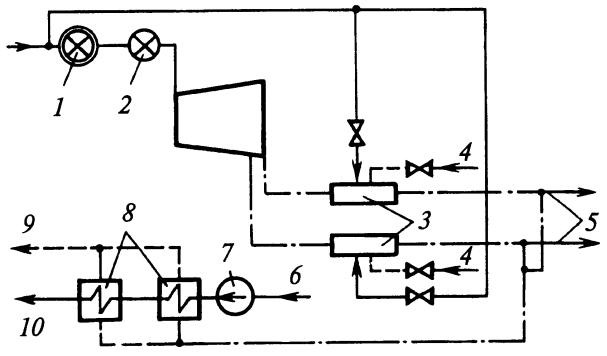


Рис. 8.1. Схема основных паропроводов турбоустановки Р-40-12,8/3 ТМЗ

1 — стопорный клапан; *2* — регулирующие клапаны (4 шт.); *3* — смесительное устройство; *4* — питательная вода; 5 — пар потребителю; *6* — питательная вода из деаэратора; *7* — питательный насос; *8* — ПВД; *9* — конденсат греющего пара ПВД в деаэратор; *10* — питательная вода в котел

вварены в верхнюю, а две — в нижнюю половину корпуса турбины. Последовательное открытие клапанов турбины производит сервомотор, который с помощью зубчатой рейки вращает кулачковый вал.

Отработавший в турбине пар направляется потребителю. Перед этим он проходит через смесительное устройство (рис. 8.1), обеспечивающее для потребителя постоянную температуру пара. При малых нагрузках, когда температура отработавшего пара высока, к нему подмешивается распыленная вода, а при больших нагрузках — свежий пар.

Турбина не имеет регенеративных отборов пара из проточной части турбины. Для работы двух ПВД предусмотрен отбор части пара, направляемого потребителю.

Турбина имеет развитую систему уплотнений, исключающую утечки пара через концевые уплотнения в атмосферу. Из последних камер уплотнений пар отсасывается в сальниковый подогреватель, в котором с помощью специального эжектора поддерживается небольшой вакуум. В предпоследние камеры подается уплотняющий пар из деаэратора. Аналогичным способом уплотнены штоки стопорного, четырех регулирующих и обратного клапанов, через который подводится пар в устройство поддержания температуры пара, направляемого потребителю.

Проточная часть турбины (см. рис. 3.1) состоит из двухвенечной регулирующей ступени и восьми нерегулируемых ступеней.

Ротор турбины — цельнокованый. В корпусе переднего подшипника расположен вкладыш опорного подшипника, а в корпусе заднего подшипника — вкладыш комбинированного опорно-упорного подшипника.

Применение сопловых коробок, вваренных в корпус, и реализация повышенного теплоперепада в двухвенечной регулирующей ступени позволили применить одностенную конструкцию корпуса. Отсутствие патрубков нерегулируемых отборов дало возможность разместить диафрагмы непосредственно в корпусе турбины. Все диафрагмы — сварные.

Сегменты концевых уплотнений крепятся в обоймах, установленных в корпусе.

Нижняя половина и крышка корпуса стянуты горизонтальными фланцами, имеющими паровой обогрев для улучшения маневренности турбины.

Корпус турбины опирается на корпуса подшипников с помощью лап, являющихся продолжениями фланцев нижней половины корпуса. Лапы опираются на горизонтальные площадки, приваренные к корпусам подшипников на уровне горизонтального разъема. Между лапами и площадками имеются поперечные шпонки, препятствующие взаимному смещению корпусов турбины и подшипников в продольном направлении, но не препятствующие их взаимному смещению в поперечном направлении. Совмещение вертикальных плоскостей турбины и подшипников организовано с помощью вертикальных шпонок. Расширение турбины происходит вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментной раме заднего подшипника.

Система тепловых расширений турбины на фундаменте приведена на рис. 3.72 и описана в гл. 3.

Система маслоснабжения, работающая на масле марки 22, унифицированная для всех турбин с противодавлением ТМЗ, изображена на рис. 8.2.

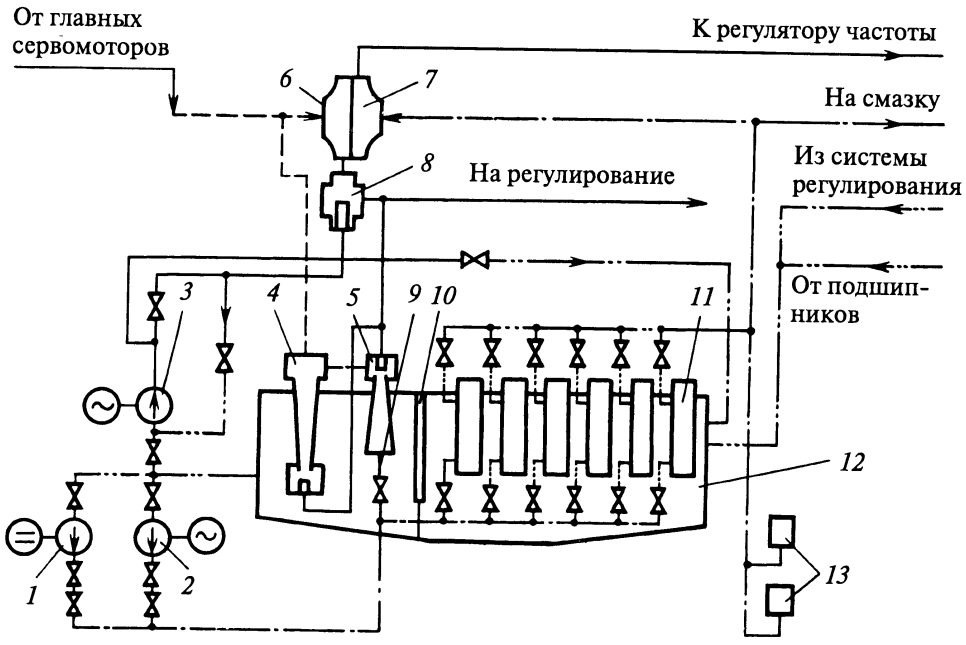


Рис. 8.2. Система маслоснабжения турбин ТМЗ

1, 2, 3 — соответственно аварийный, резервный и пусковой масляные насосы; *4* — главный инжектор; *5* — инжектор смазки; *6* — главный масляный насос; *7* — импеллер; *8* — трехходовой обратный клапан; *9* — обратный клапан; *10* — фильтр; *11* — маслоохладители; *12* — масляный бак; *13* — масляное реле

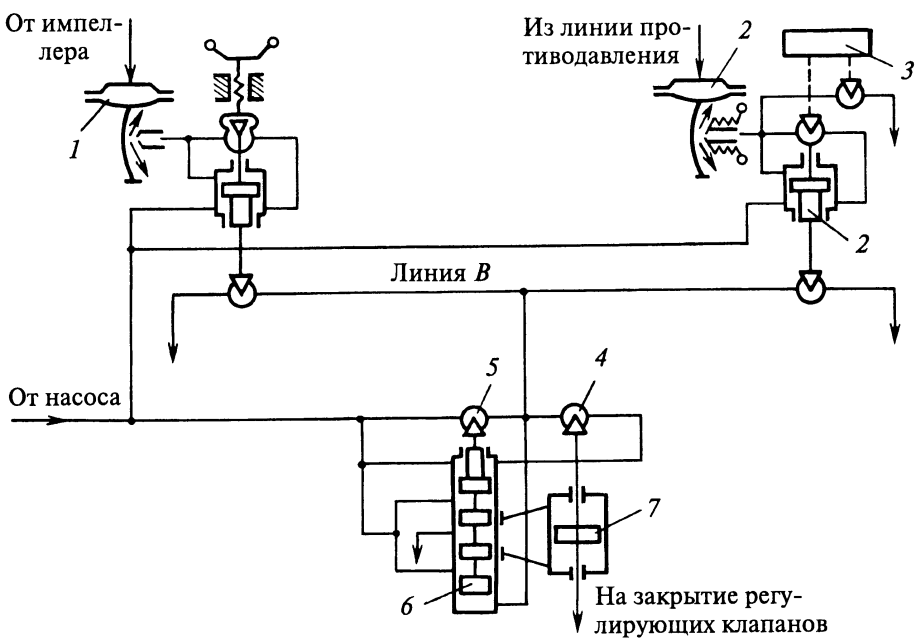


Рис. 8.3. Принципиальная схема регулирования турбины Р-40-12,8/3 ТМЗ
1, 2 — регуляторы частоты вращения и давления; *3* — изодром; *4* — дроссель обратной связи главного сервомотора; *5* — дроссель обратной связи промежуточного сервомотора; *6* — золотник главного сервомотора с сервомотором промежуточного усиления; *7* — главный сервомотор

Главный масляный насос, установленный на валу турбины, подает масло в систему регулирования и в инжекторную группу. Последняя обеспечивает прокачку масла на смазку подшипников через четыре (для турбоустановки Р-40-12,8) параллельно включенных маслоохладителя. При пуске турбины используется пусковой насос высокого давления (1,1—1,2 МПа). Резервный электронасос переменного тока и аварийный электронасос постоянного тока обеспечивают смазку подшипников после остановки турбины, а также в случае выхода из строя главного насоса.

На рис. 8.3 приведена принципиальная схема регулирования турбины. На ней кружками с треугольниками изображены переменные гидравлические сопротивления, например окна в буксах, перекрываемые золотниками.

Как всякая система регулирования турбины с противодавлением (см. рис. 4.15), она имеет два регулятора: частоты вращения и давления. Оба эти регулятора изменяют в линии *B* давление импульсного масла, которое управляет положением отсечного золотника *6* и через него — сервомотором *7*, перемещающим регулирующие клапаны турбины.

Датчиком частоты вращения служит импеллер, рабочее колесо которого установлено в общем корпусе с главным масляным насосом. Сигнал от импеллера поступает в мембранно-ленточную систему регулятора частоты вращения (см. рис. 4.25, *а*).

Регулятор давления имеет аналогичную конструкцию (см. рис. 4.25, *б*). Изменение давления в выходном патрубке турбины приводит к деформации мембраны и прогибу ленты. Это изменяет слив масла из сопла и, в конечном счете, давление в линии *B* (рис. 8.3). Изменением положения сопла можно устанавливать желаемое противодавление в пределах регулирования. Регулятор давления снабжен специальным изодромным устройством, поддерживающим противодавление с высокой степенью точности.

Пример 8.1. Рассмотрим работу системы регулирования при уменьшении количества потребляемого пара. В этом случае давление в выходном патрубке турбины увеличивается, и лента регулятора приобретает больший изгиб. Это вызовет увеличение слива масла из сопла регулятора частоты вращения и уменьшение давления над его золотником. Золотник сместится вверх и снизит давление в импульсной линии *B*, вследствие чего отсечной золотник опустится и подаст масло под давлением в полость над поршнем главного сервомотора, который в этом случае будет прикрывать регулирующие клапаны, уменьшая расход пара через турбину и восстанавливая заданное давление в выходном патрубке.

Аналогичным образом система регулирования будет работать при падении давления в импульсной линии при отключенном регуляторе давления и снижении электрической нагрузки сети, когда частота вращения турбогенератора возрастает.

Система защиты турбины от разгона включает сдвоенный автомат безопасности кольцевого типа (см. рис. 4.35) и золотники автомата безопасности,

обеспечивающие закрытие стопорных и регулирующих клапанов при частоте вращения, на 10—12 % превосходящей номинальную.

Трубопроводы противодавления оборудованы тремя предохранительными клапанами, выпускающими пар в атмосферу при увеличении противодавления сверх допустимого.

8.2.2. Турбина Р-100-12,8/1,45

Турбина имеет номинальную мощность 100 МВт, спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С, противодавление 1,45 МПа и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 8.2). Она предназначена для установки на крупных промышленно-отопительных ТЭЦ.

В настоящее время ТМЗ выпускает семейство турбин этого класса. Базовой турбиной является турбина Р-102/107-12,8/1,45. В табл. 8.3 приведены данные по ней и двум другим модификациям.

Таблица 8.3

Основные показатели модификаций турбины Р-100-12,8/1,45 ТМЗ

Показатель	Модификация		
	Р-102/107-12,8/1,45-2	Р-105/125-12,8/2,9/0,8-П	Рп-80-12,8/0,8-3
Мощность, МВт:			
номинальная	102	105	80
максимальная	107	125	90
Расход свежего пара, т/ч:			
номинальный	782	790	520
максимальный	810	810	550
Параметры свежего пара:			
давление, МПа	12,8	12,8	12,8
температура, °С	555	555	555
Тепловая нагрузка из производственного отбора, т/ч:			
номинальная	—	200	—
максимальная	90	270	60
Расход пара в противодавление, номинальный, т/ч	670	450/670*	455
Пределы изменения давления, МПа:			
в производственном отборе	—	2,5—3,5	—
в противодавлении	1,2—2,1	0,8—1,3	0,6—1,3
Расчетная температура питательной воды, °С	234		228

* При производственном отборе, равном нулю.

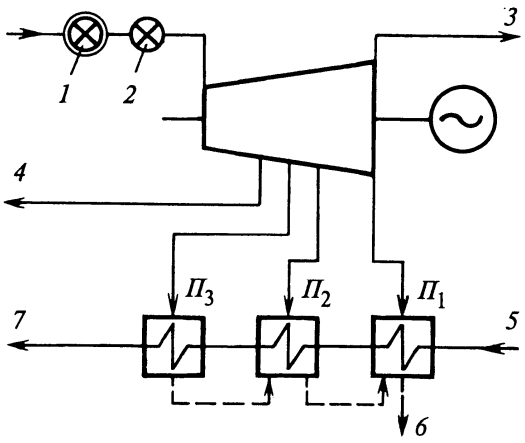


Рис. 8.4. Принципиальная тепловая схема турбины Р-102/107-12,8-1,45 ТМЗ

$П_1$, $П_2$, $П_3$ — подогреватели высокого давления; *1* — стопорный клапан; *2* — регулирующий клапан; *3* — пар на производство; *4* — нерегулируемые отборы пара на производство; *5* — питательная вода из деаэратора; *6* — конденсат греющего пара в деаэратор; *7* — питательная вода в котел

Таблица 8.4

Характеристики отборов пара на ПВД для турбины Р-102/107-12,8/1,45

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-3	3,35	377	35
ПВД-2	2,28	327	35,8
ПВД-1	1,47	277	35 + 5,1*

* Пар из концевых уплотнений.

На рис. 8.4 показана принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной Р-102/107-12,8/1,45. Регенеративная система подогрева питательной воды содержит три ПВД, питаемые из отборов турбины. Температура питательной воды 234 °С. Данные по отборам приведены в табл. 8.4. ПВД-1 питается паром из выходного патрубка и одновременно из концевого уплотнения.

Кроме отборов на регенеративные подогреватели, турбина имеет нерегулируемый отбор пара после 7-й ступени для внешнего потребления. Если этот отбор отключить и снизить противодавление до 1,18 МПа, то можно получить от турбины максимальную мощность 107 МВт.

На рис. 8.5 показан продольный разрез турбины.

Пар подводится от стопорного клапана по четырем паропроводам к регулирующим клапанам, уста-

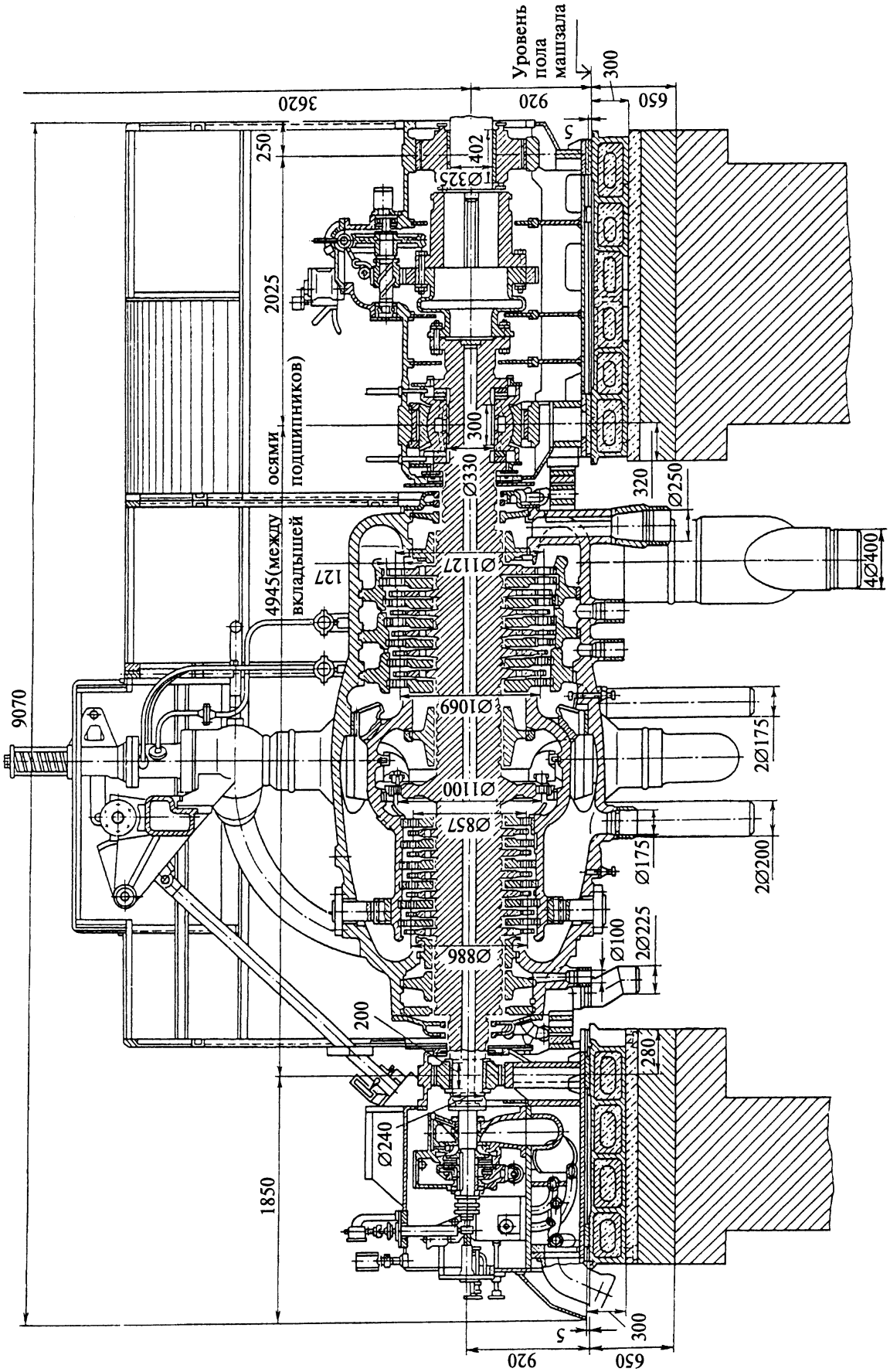


Рис. 8.5. Продольный разрез турбины Р-100-12,8/1,45

новленным непосредственно на корпусе турбины. Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, вваренным во внутренний корпус турбины, откуда пар поступает на одновенечную регулирующую ступень. Далее пар расширяется в шести нерегулируемых ступенях, делает поворот на 180°, проходит в межкорпусном пространстве и затем расширяется в шести ступенях, после чего направляется потребителю.

Ротор опирается на два опорных подшипника, расположенных в корпусах, установленных на фундаменте. Вкладыш заднего подшипника — комбинированный, его расточка служит для размещения шейки вала, а торцевые поверхности — для упорных колодок. Вал турбины имеет два упорных гребня (аналогично конструкции, показанной на рис. 3.63). Размеры концевых уплотнений выбраны так, чтобы обеспечить малое осевое усилие на упорный подшипник на номинальном режиме работы.

Корпус турбины выполнен двойным: центровка внутреннего корпуса по отношению к наружному осуществляется подвеской внутреннего корпуса во внешнем на уровне горизонтального разъема и установкой четырех продольных шпонок так, как показано на рис. 3.28.

Диафрагмы первых шести ступеней установлены во внутреннем корпусе, а остальные — в обоймах, расположенных во внешнем корпусе. Отборы пара на регенерацию производятся из межкорпусного и межобойменных пространств, образованных гребнями трех обойм.

Центровка корпусов турбины и подшипников, установка турбины на фундаменте и организация ее расширений выполнена точно так же, как и турбины Р-40-12,8/3 ТМЗ. То же относится и к системам маслоснабжения, смазки, регулирования и защиты.

8.3. ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

Паровая турбина Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ мощностью 50 МВт выполнена на начальные параметры 12,8 МПа и 565 °С и противодавление 1,0—1,8 МПа (см. табл. 8.2).

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 8.6. В систему регенерации входят три подогревателя высокого давления, питаемые из выходного патрубка турбины и двух нерегулируемых отборов. Температура питательной воды 235 °С. В табл. 8.5 приведены параметры отборов пара на регенеративные подогреватели.

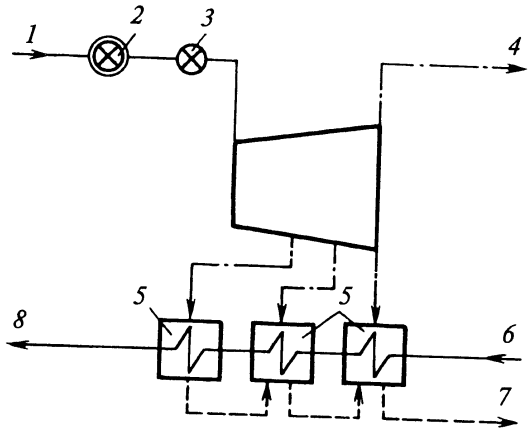


Рис. 8.6. Схема основных паропроводов турбины Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ

1 — свежий пар; *2* — стопорный клапан; *3* — регулирующий клапан; *4* — пар потребителю тепла; *5* — ПВД; *6* — питательная вода от питательного насоса; *7* — конденсат греющего пара в деаэратор; *8* — питательная вода в котел

Таблица 8.5

Характеристики отборов пара на ПВД для турбины Р-50-12,8/1,3

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-3	3,63	401	18
ПВД-2	2,16	327	20
ПВД-1	Зависит от включения деаэраторов станции		

На рис. 8.7 показан продольный разрез турбины. Свежий пар из коллектора ТЭЦ подводится к стопорному клапану, а от него по четырем паропроводам — к четырем регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины. Конструктивно паровпуск и корпус турбины выполнены так, как показано на рис. 3.26.

Из сопловых коробок, вваренных в корпус, пар поступает на одновенечную регулирующую ступень, затем проходит 16 нерегулируемых ступеней и направляется тепловому потребителю.

Характерной особенностью турбины является применение внутреннего обводного парораспределения. При перегрузке турбины четвертый регулирующий клапан открывается одновременно с обводным клапаном, который перепускает пар из камеры регулирующей ступени в четвертую нерегу-

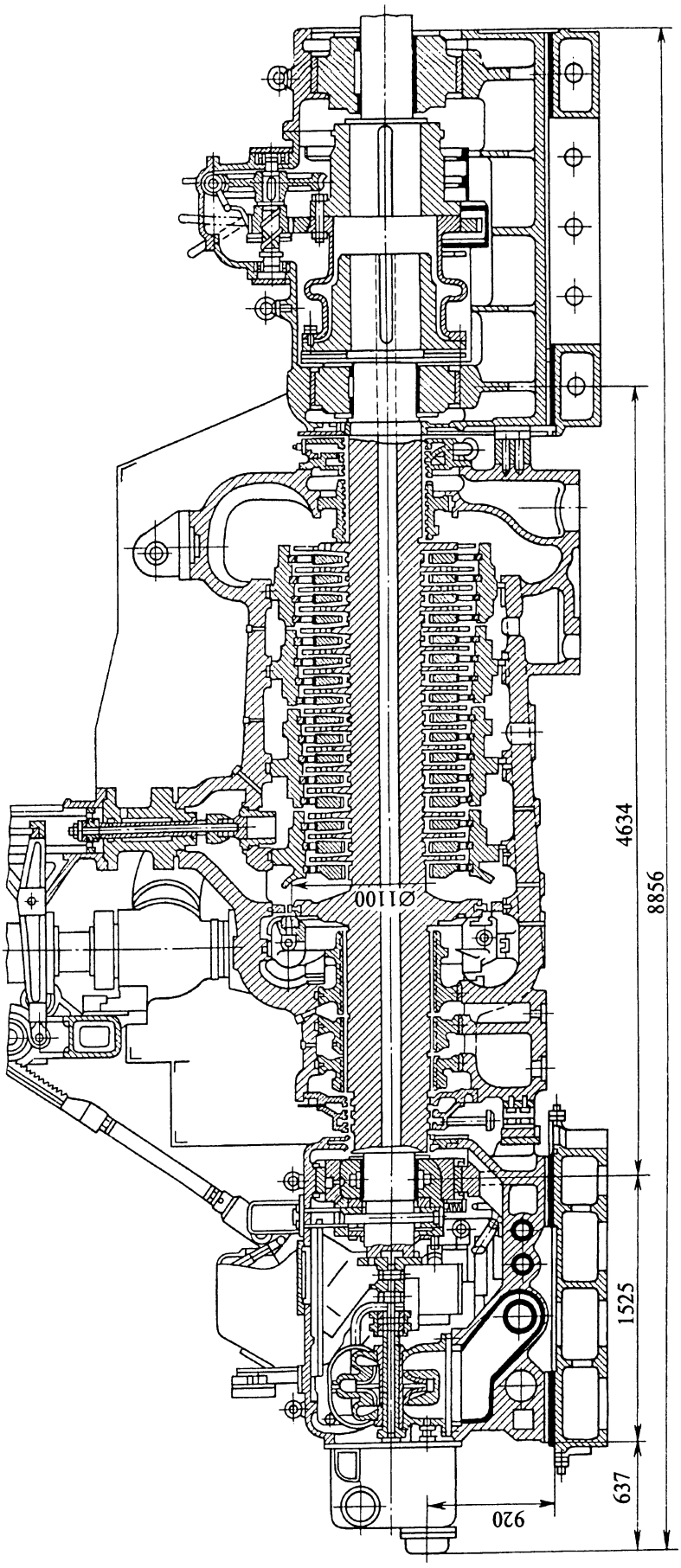


Рис. 8.7. Продольный разрез турбины паровой Р-50-12,8/1,3

Таблица 8.6

Характеристики отборов пара на ПВД для турбины Р-50/60-12,8/1,3-2

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-3	3,80	389	22,9
ПВД-2	2,25	324	22,5
ПВД-1	Зависит от включения деаэраторов станции		

лируемую ступень, проходное сечение которой больше, чем у второй ступени. Это позволяет увеличить мощность турбины.

Корпус турбины опирается на корпуса подшипников с помощью лап. Фикспункт турбины расположен на фундаментной раме заднего подшипника, и расширение турбины происходит в направлении переднего подшипника.

В настоящее время ЛМЗ выпускает усовершенствованную турбину Р-50/60-12,8/1,3-2 (рис. 8.8). Ее номинальная мощность составляет 52,7 МВт, начальная температура 555 °С, а давление пара на выходе из турбины может меняться в пределах 0,685—2,06 МПа. В табл. 8.6 приведены параметры отборов пара на регенеративные подогреватели.

Усовершенствование турбины шло главным образом путем повышения ее надежности. Применена новая конструкция корпуса с плавными меридиональными обводами и узкими фланцами, снижающими пусковые температурные напряжения и уменьшающими относительное удлинение ротора; улучшена конструкция патрубков отбора пара на регенеративный подогрев питательной воды. Жесткая муфта с гибким элементом между роторами турбины и генератора заменена на более простую и надежную жесткую муфту с насадными полумуфтами. Усовершенствована конструкция чашек регулирующих клапанов.

На рис. 8.9 показана схема маслоснабжения, регулирования и защиты. Описание схемы маслоснабжения приведено выше (см. рис. 4.1).

Расходом пара через турбину управляет регулятор давления, подающий импульс на отсечной золотник главного сервомотора при изменении давления в выходном патрубке при работе турбины по тепловому графику. Чувствительным элементом датчика давления является сильфон, размеры которого изменяются под действием давления пара в выпускном патрубке; к сильфону присоединена заслонка, регулирующая слив масла из камеры под поршнем золотника регулятора, который и изменяет давление под отсечным золотником, благодаря чему устанавливается необходимое положение регулирующих клапанов.

Пример 8.2. При уменьшении потребления пара давление в выходном патрубке и снаружи сильфона возрастает. Сильфон сжимается, и заслонка его штока прикрывает слив из камеры над поршнем регулятора давления. Поршень смещается вниз, открывая окна на слив масла из линии управления сервомотором регулирующих клапанов. Главный отсечной золотник смещается вниз, масло под давлением проходит в полость над поршнем сервомотора, который, перемещаясь вниз, закрывает регулирующие клапаны. При этом рычаг обратной связи открывает дополнительный слив из линии управления сервомотором. Это будет приводить к возврату отсечного золотника в прежнее положение, когда он «отсекает» сервомотор от напорной линии. В результате турбина перейдет к новому состоянию, когда расход через нее будет меньше, а давление в выходном патрубке восстановится (в пределах степени неравномерности).

Когда генератор турбины включен в электрическую сеть, то можно управлять давлением в выходном патрубке, перемещая поршень регулятора давления вручную или с помощью электромоторчика.

При пуске турбины, когда генератор еще не включен в сеть, регулятор давления отключают, а частотой вращения будет управлять МУТ.

Пример 8.3. Если с помощью электромоторчика (или вручную) перемещать верхний конец рычага регулятора скорости вправо, то его нижний конец будет перемещаться влево, и присоединенный к нему поршень прикроет слив масла из-под отсечного золотника. Регулирующие клапаны пойдут на открытие, расход пара через турбину увеличится. Частота вращения будет возрастать до тех пор, пока золотник обратной связи главного сервомотора не восстановит давление под главным золотником до прежнего значения.

Для защиты турбины от разгона служит бойковый автомат безопасности (см. рис. 4.34), его золотники и стопорный клапан.

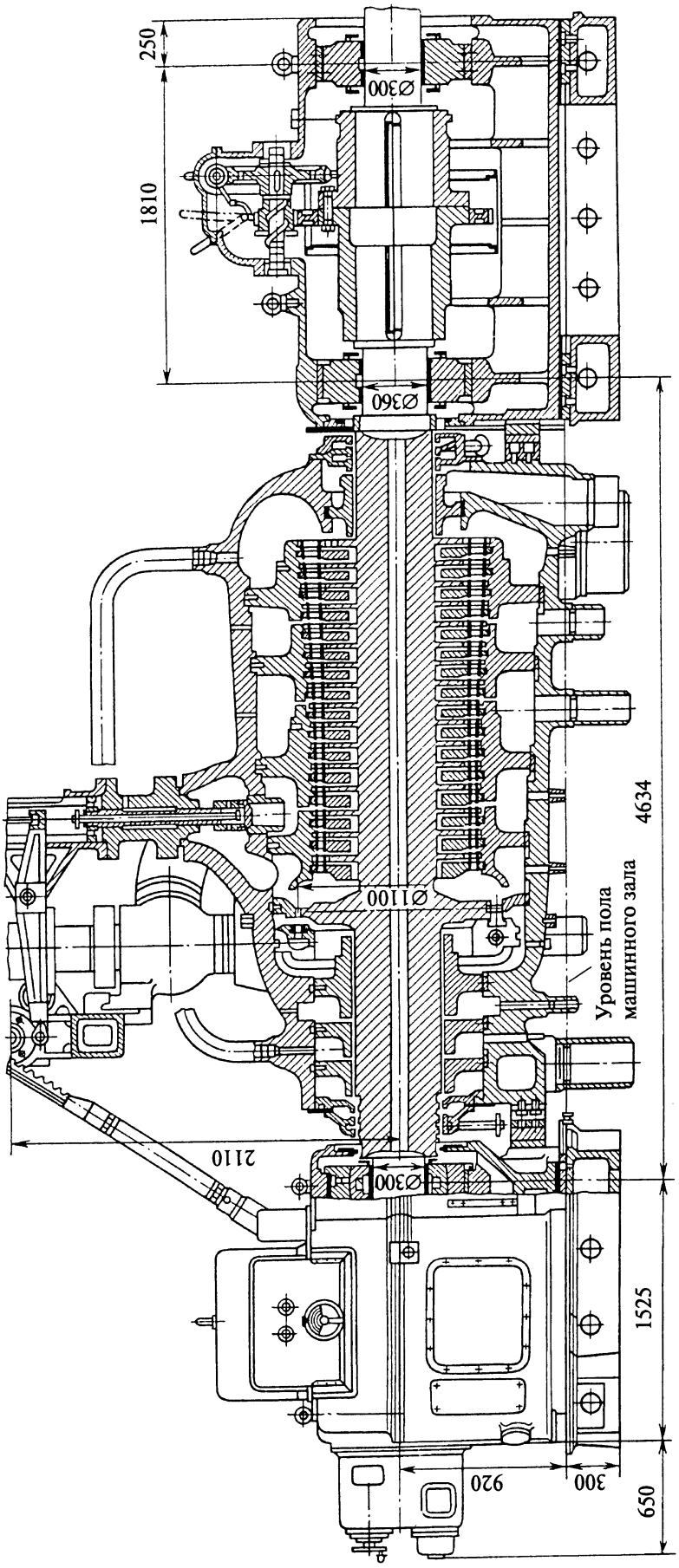


Рис. 8.8. Продольный разрез турбины паровой Р-50/60-12,8/1,3-2

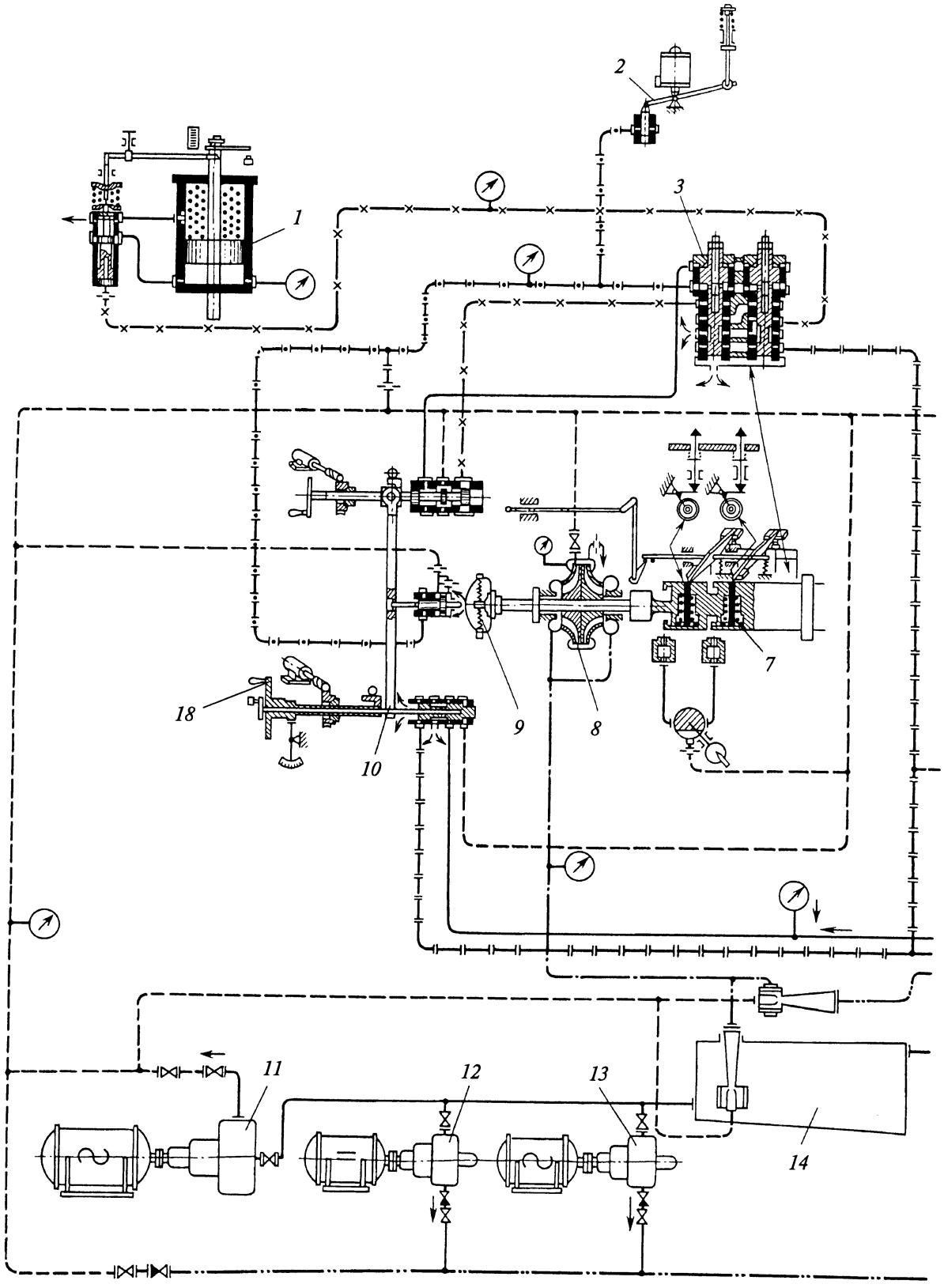
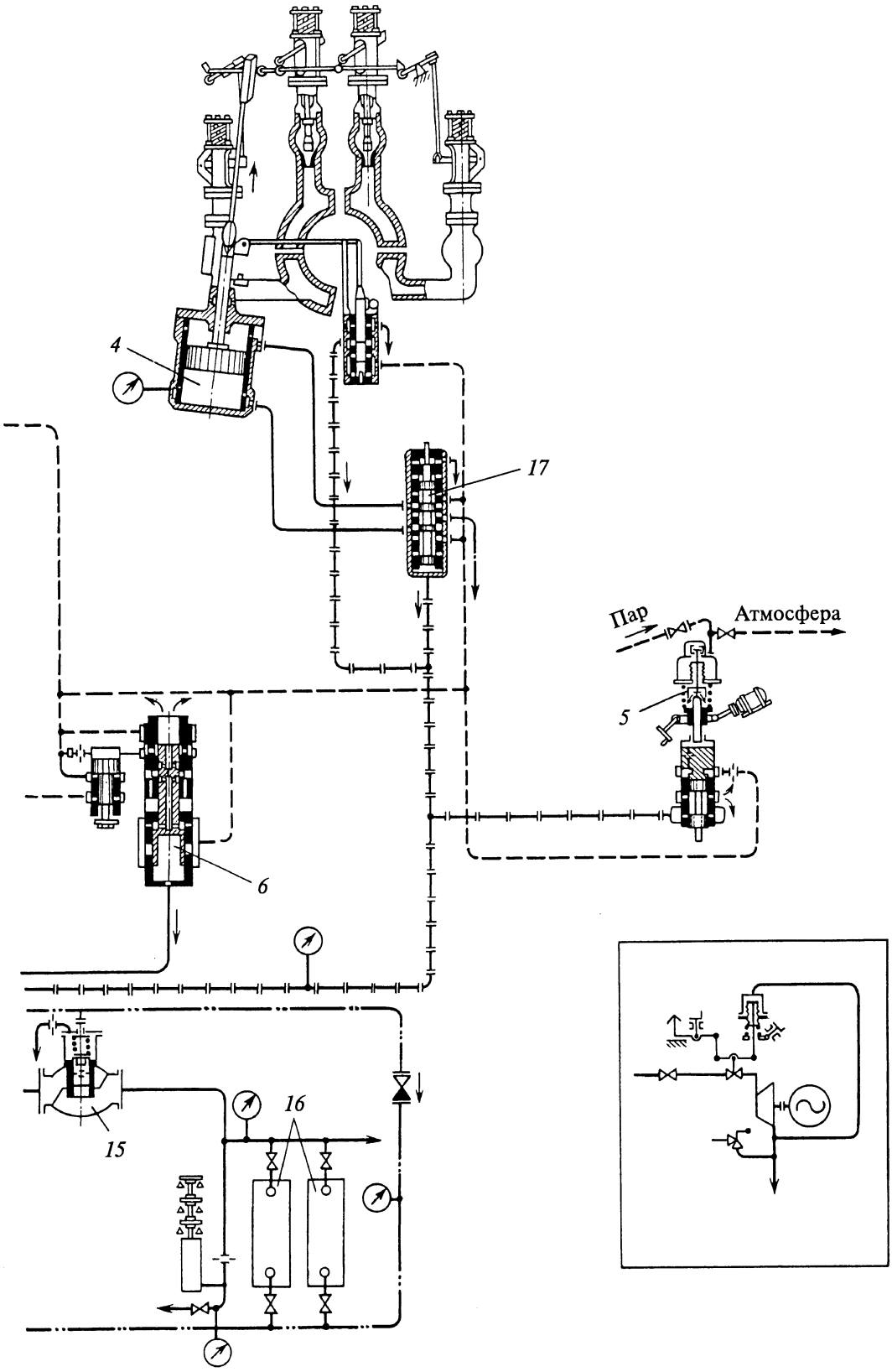


Рис. 8.9. Схема маслоснабжения, регулирования

I — линия напорного давления 1,9 МПа; *II* — линия всасывания главного масляного насоса 90 кПа; *III* — линия смазки до клапанов; *VI* — линия дополнительной защиты; *VII* — прочие линии; *1* — сервомотор стопорного клапана; *2* — электромагнитный дифференциатор; *7* — автомат безопасности; *8* — главный масляный насос; *9* — регулятор частоты вращения; *10* — блок золотников *14* — масляный бак; *15* — сливной клапан;



и защиты турбины Р-50/60-12,8/1,3-2 ЛМЗ

маслоохладителя; *IV* — линия управления сервомотором стопорного клапана; *V* — линия управления сервомотором регулирующих выключатель; *3* — золотник автомата безопасности; *4* — сервомотор регулирующих клапанов; *5* — регулятор противодавления; *6* — регулятора частоты вращения; *11* — пусковой масляный насос; *12* — аварийный масляный насос; *13* — резервный масляный насос; *16* — маслоохладитель; *17* — отсечный золотник; *18* — МУТ

Глава девятая

ТУРБИНЫ С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

9.1. ТУРБИНЫ ТУРБОМОТОРНОГО ЗАВОДА

Ниже рассмотрены типичные и наиболее важные конструкции теплофикационных турбин Турбомоторного завода (ТМЗ), основные параметры которых представлены в табл. 9.1.

9.1.1. Турбина Т-50-12,8

Турбина мощностью 50 МВт спроектирована на начальные параметры 12,8 МПа и 565 °С без промежуточного перегрева пара и на частоту вращения 50 1/с (см. табл. 9.1). В дальнейшем завод модернизировал турбину, повысив ее номинальную мощность до 55 МВт, а максимальную — до 60 МВт.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки приведена на рис. 9.1. Пар от стопорного клапана поступает к четырем регулирующим клапанам, расположенным на корпусе ЦВД и обеспечивающим сопловое распределение. Пройдя двухвенечную регулирующую ступень и восемь последующих ступеней, пар поступает в ЦНД. В ЦНД турбины Т-50-12,8 конструктивно совмещены ЧСД (14 ступеней до регулируемого отбора пара) и ЧНД (2 ступени после отбора), из которой пар поступает в конденсатор.

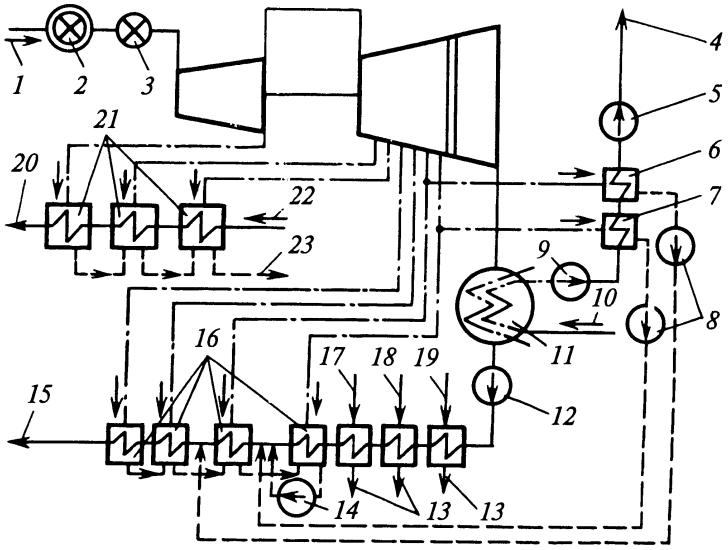


Рис. 9.1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-50-12,8 ТМЗ

1 — свежий пар; *2* — стопорный клапан; *3* — регулирующий клапан; *4* — прямая сетевая вода; *5, 9* — сетевые насосы; *6, 7* — верхний и нижний сетевые подогреватели; *8* — дренажные сетевые насосы; *10* — обратная сетевая вода; *11* — встроенный пучок; *12* — конденсатный насос; *13* — конденсат греющего пара в конденсатор; *14* — сливной насос; *15* — конденсат в деаэратор; *16* — ПНД; *17* — пар из уплотнений; *18, 19* — выхлопной пар эжектора уплотнений и основного эжектора; *20* — питательная вода в деаэратор; *21* — ПВД; *22* — питательная вода от питательного насоса; *23* — конденсат греющего пара в деаэратор

Регенеративная система турбоустановки включает четыре ПНД, из которых конденсат подается в общестанционные деаэраторы, и три ПВД. В табл. 9.2 приведены характеристики отборов турбины.

Особенностью теплофикационной установки и этой турбины, как и всех последующих, выпускаемых ТМЗ, является использование ступенчатого подогрева сетевой воды в двух последовательно расположенных сетевых подогревателях. Он дает экономию топлива около 2 %, которая быстро окупает затраты, связанные с установкой двух сетевых подогревателей вместо одного.

В верхнем отопительном отборе, где давление больше, оно может изменяться в пределах 59—254 кПа, а в нижнем — в пределах 49—100 кПа (при отключенном верхнем отопительном отборе допустимо более глубокое снижение давления в нижнем отборе — вплоть до 30 кПа).

Необходимо подчеркнуть, что при использовании ступенчатого подогрева сетевой воды регулятор давления отбираемого пара поддерживает давление лишь в одной из ступеней отбора, а в другой ступени давление отбираемого пара не регулируется. Отсек проточной части, расположенный между камерами верхнего и нижнего отборов, называется промежуточным.

Другой особенностью тепловой схемы турбоустановки Т-50-12,8 является использование для нагрева сетевой воды на некоторых режимах встроенного в конденсатор теплофикационного пучка. При этом циркуляционную охлаждающую воду отключают, а конденсацию поступающего в конденсатор пара организуют с помощью обратной сетевой воды, которая таким образом подогревается перед поступлением в сетевые подогреватели. Такой режим работы турбоустановки с трехступенчатым нагре-

Таблица 9.1

Основные параметры теплофикационных турбин ТМЗ

Показатель	Турбина					
	Т-250/300-23,5-3	Т-175/210-12,8	Т-110/120-12,8-4	ПТ-135/165-12,8/1,45	ПТ-50/60-12,8/0,7	Т-50/60-12,8
Мощность МВт:						
номинальная	250	175	110	135	50	50
максимальная	300	210	120	165	60	60
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50	50
Начальные параметры пара:						
давление, МПа	23,5	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8
температура, °С	540	555	555	555	565	555
Параметры пара после промежуточного перегрева:						
давление, МПа	3,68	—	—	—	—	—
температура, °С	540	—	—	—	—	—
Параметры изменения давления пара в регулируемом отборе, кПа:						
верхнем	59—196	50—290	59—245	59—245	50—245	59—245
нижнем	49—147	49—196	49—196	39—117	50—200	49—196
Максимальная тепловая нагрузка, ГДж/ч	1465	1170	770	586	160	420
Номинальный производственный расход отбираемого пара, кг/с	—	—	—	88,89	32,8	—
Температура питательной воды, °С	263	232	232	232	230	232
Давление пара за турбиной, кПа	5,8	5,0	5,6	6,2	5,4	5,1
Расход охлаждающей воды через конденсатор, т/ч	28000	248000	16000	12400	—	7000
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	20	20	20	20
Максимальный расход свежего пара, кг/с	272	211	135	211	83,3	73,6
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + 2ЦСД + + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + + 1ЦНД	1ЦВД + + 1ЦСНД	1ЦВД + + 1ЦСНД
Конструктивная схема проточной части:						
ЦВД	1р + 11	1р + 11	2р + 8	1р + 12	2р + 8	1р + 8
ЦСД	11 + 6	9	14	—	—	—
ЦНД	2 × 3	2 × 3	2 × 3	12	15	16
Число выхлопов	2	2	2	1	1	1
Длина лопатки последней ступени, мм	940	830	550	830	550	550
Средний диаметр последней ступени, мм	2,39	2,28	1,915	2,28	—	—
Удельный расход пара, кг/(кВт · ч)	3,6	4,25	4,3	5,55	5,48	4,9
Длина турбины, м	26,6	21,4	18,6	15,3	—	13,62
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч)	8145	8790	9080	9440	—	—

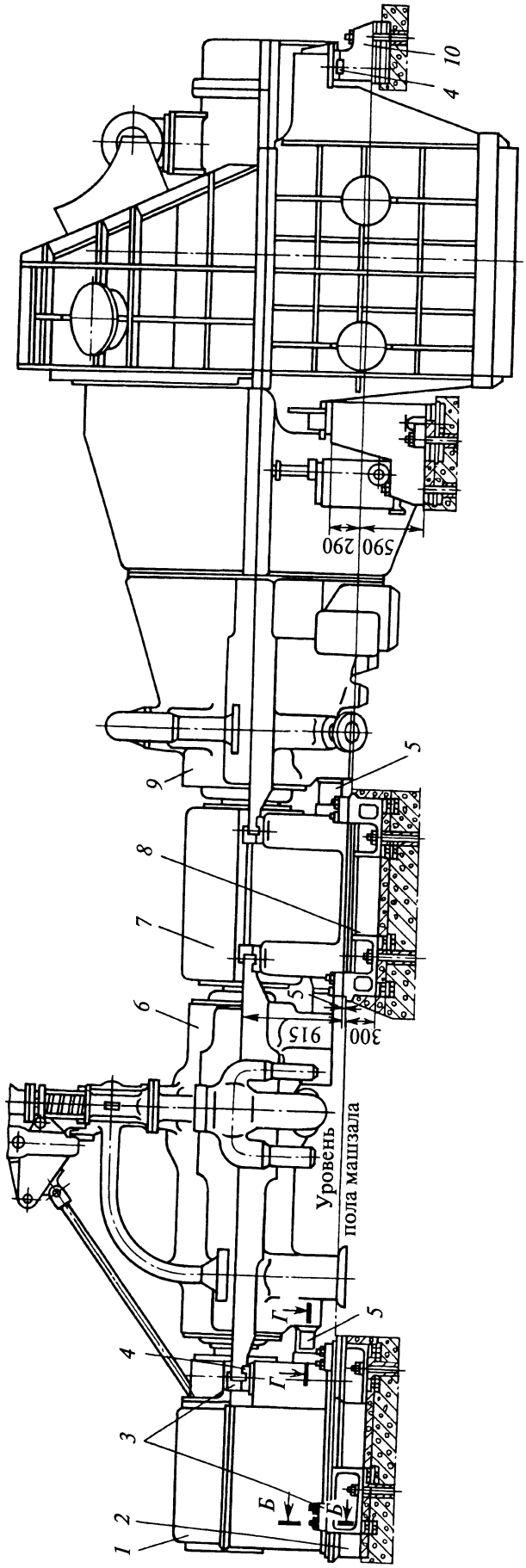


Рис. 9.2. Установка турбины Т-50-12,8 ТМЗ на фундаменте

1, 7 — корпуса переднего и среднего подшипников; *2, 8* — фундаментные рамы переднего и среднего подшипников; *3* — скоба; *4, 5, 13* — поперечная, вертикальная и продольная шпонки соответственно; *6* — ЦВД; *9* — ЦНД; *10, 12* — задняя и боковая фундаментные рамы; *11* — шпонка косая

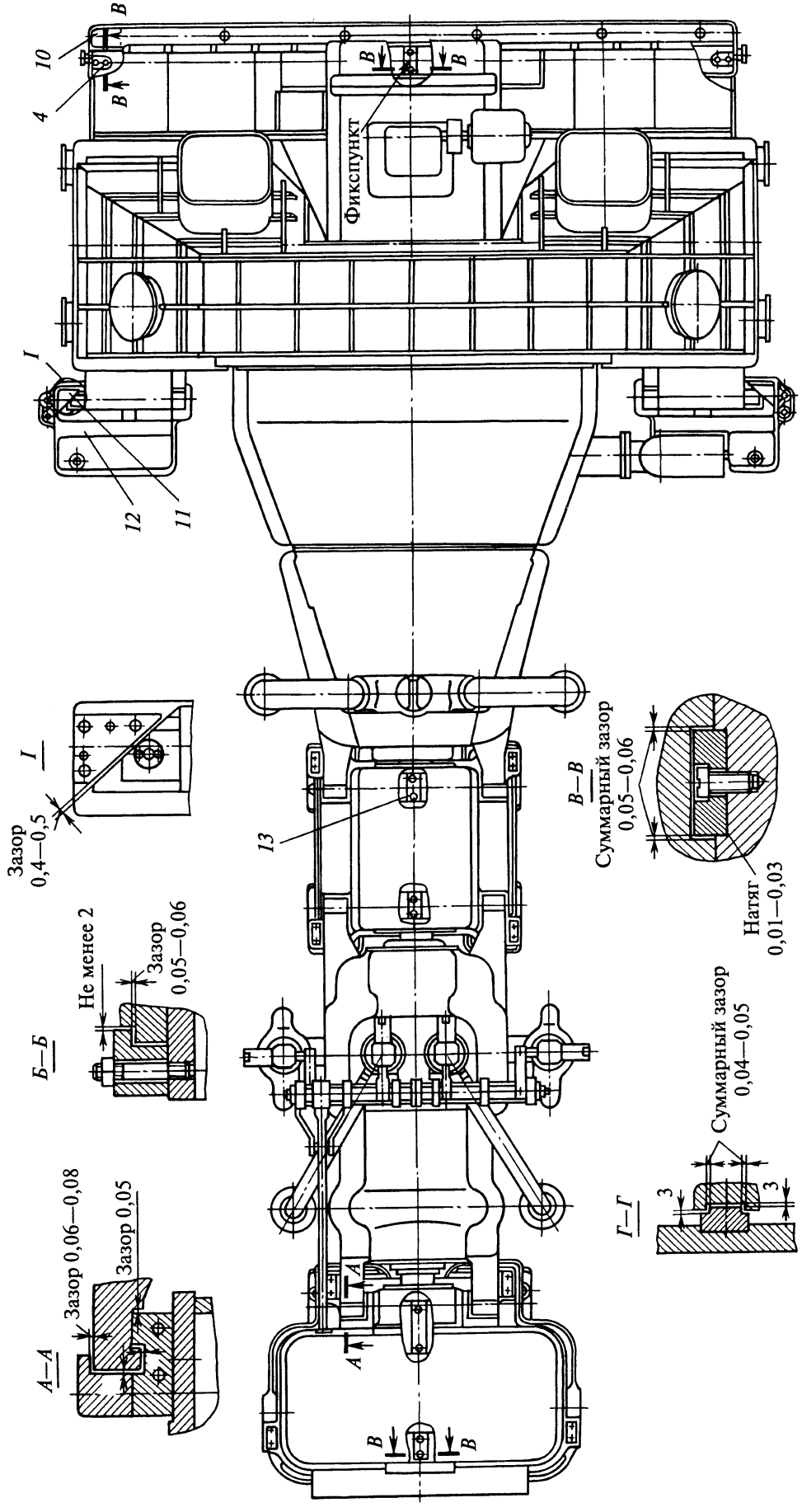


Рис. 9.2 (окончание)

Таблица 9.2

Характеристики регенеративных отборов пара для турбины Т-50/60-12,8-6

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-7	2,96	366	11,4 + 2*
ПВД-6	1,765	309	10,6
ПВД-5	1,062	254	6,3
Деаэратор	1,062	254	3,5
ПВД-4	0,565	192	4,6 + 4,7*
ПВД-3	0,286	132	13,4
ПВД-2	0,088	—	1,8
ПВД-1	0,0372	—	0,3

* Пар из концевых уплотнений.

вом сетевой воды экономичен, так как потери с охлаждающей водой отсутствуют.

На рис. 3.2 (см. вкладку) приведен продольный разрез турбины Т-50-12,8 ТМЗ. ЦВД турбины полностью унифицирован с турбиной Р-40-12,8/3,1 ТМЗ, описание которой приведено выше. Перепуск пара из ЦВД в ЦНД выполнен по двум паропроводам, соединяющим нижние половины корпусов ЦВД и ЦНД.

Валопровод турбины состоит из двух роторов, соединенных жесткой муфтой. Полумуфта ротора ЦНД откована заодно с валом. С генератором ротор турбины соединен полугибкой муфтой. Каждый из валов лежит в двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД — опорно-упорный. Ротор ЦНД — комбинированный: первые семь дисков откованы заодно с валом, а остальные насажены на вал горячей посадкой.

Корпус ЦНД, кроме горизонтального, имеет два вертикальных разъема, сболчиваемых на монтажной площадке электростанции.

Сопловой аппарат первой ступени ЦНД установлен в расточке корпуса. Диафрагмы ЧСД установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора пара в регенеративную систему.

Две последние ступени ЧСД отделены от предшествующих ступеней и от последующей регулирующей поворотной диафрагмы большими камерами, первая из которых служит для размещения верхнего отопительного отбора, а вторая — нижнего.

Регулирующая диафрагма имеет сервомоторный привод и открывает одновременно все сопловые каналы. Таким образом, парораспределение в ЧНД — дроссельное.

На рис. 9.2 показана установка турбины на фундаменте.

Передняя часть ЦСД опирается на средний подшипник с помощью лап, соединяемых с корпусом подшипника посредством поперечных шпонок. Выходная часть ЦНД опирается непосредственно на фундаментные рамы. Фикспункт расположен на опорной раме ЦНД, а вся турбина расширяется в сторону переднего подшипника вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментных рамах в вертикальной плоскости турбины.

Схема маслоснабжения и смазки турбины Т-50-12,8 была показана на рис. 8.2.

На рис. 9.3 изображена схема регулирования и защиты турбины.

Датчиками системы регулирования служат импеллер, установленный в одном корпусе с насосом *10*, и регулятор давления *7* в отопительном отборе. Импеллер подает сигнал на мембранно-ленточный регулятор частоты вращения *9* в виде меняющегося давления. Сигналы от регуляторов частоты вращения и давления суммируются и передаются золотникам сервомоторов *3* ЧВД и *5* ЧНД.

Поскольку всякое изменение давления в камерах над суммирующими золотниками приводит, в конечном счете, к перестановке клапанов ЧВД и ЧНД, то это можно использовать для управления частотой вращения (или нагрузкой турбины) и давлением отбираемого пара. Золотник регулятора частоты вращения *9* имеет ручной и электрический привод (механизм управления), перемещающий его и изменяющий давление в камере над левым суммирующим золотником. Аналогичный привод позволяет перемещать сопло регулятора давления *7* и изменять давление в камере над правым суммирующим золотником.

При малых скоростях изменения регулируемых параметров (частоты вращения и давления в отборе) золотники сервомоторов реагируют только на изменение давления в соответствующих этажах. Однако при резком сбросе нагрузки частота вращения будет быстро возрастать, а давление в отборе падать. Это приведет к тому, что регулирующие клапаны ЧВД будут закрываться, а регулирующая диафрагма ЧНД открываться, вызывая нежелательный динамический заброс частоты вращения. Для того чтобы этого не было, золотник главного сервомотора ЧВД имеет в верхней части кромку, при смещении которой на достаточную величину импульсная линия золотника сервомотора ЧНД соединяется со сливом. При резком увеличении частоты

вращения золотник сервомотора регулирующей диафрагмы закрывает ее, уменьшая тем самым динамический заброс частоты вращения.

В блоке суммирующих золотников предусмотрен так называемый переключатель *6*, с помощью которого устанавливается режим работы с противодавлением. При опускании золотника переключателя посредством маховичка вниз этаж ЧНД соединяется со сливом сечения настолько большего размера, что конус обратной связи сервомотора *5* не в состоянии восстановить давление над своим золотником. Вследствие этого полость над поршнем сервомотора регулирующей диафрагмы оказывается постоянно под давлением напорного масла, а полость под ним — соединенной с всасывающей линией насоса. Поэтому поршень сервомотора прочно удерживает диафрагму в закрытом положении, обеспечивая режим работы с противодавлением.

Пример 9.1. Пусть в результате роста потребления электроэнергии частота сети и соответственно частота вращения турбины уменьшаются. Тогда давление за импеллером будет снижаться, а прогиб ленты регулятора частоты вращения уменьшаться. В связи с этим слив из сопла мембранно-ленточного регулятора частоты вращения *9* возрастет. Золотник сдвинется вверх и увеличит слив масла из полости над левым суммирующим золотником, который переместится вверх. При этом давление на этажах ЧВД и ЧНД блока суммирующих золотников будет одновременно уменьшаться, вследствие чего отсечные золотники сервомоторов регулирующих клапанов ЧВД и регулирующей диафрагмы ЧНД сместятся вверх и откроют доступ масла от насоса под поршни сервомоторов, которые будут одновременно увеличивать расход пара в отбор. При движении поршней сервомоторов жестко связанные с ними конусы обратной связи будут закрывать отверстия для прохода масла в полости над золотниками сервомоторов, восстанавливая давление на этажах ЧВД и ЧНД блока суммирующих золотников и возвращая отсечные золотники сервомоторов в нейтральное положение. Увеличение пропуска пара через ЧВД и ЧНД приведет к небольшому изменению частоты вращения в соответствии со статической характеристикой. При этом лента регулятора частоты вращения и его золотник займут новое положение, отвечающее новой точке на статической характеристике регулирования.

Пример 9.2. Пусть теперь вследствие увеличения потребления пара на нагрев сетевой воды уменьшилось давление в камере отбора. Тогда прогиб ленты регулятора давления *7* также уменьшится, что приведет к уменьшению слива масла из сопла и росту давления в камере над правым суммирующим золотником. Золотник переместится вверх; при этом давление на этаже ЧВД уменьшится, а на этаже ЧНД возрастет. Следовательно (см. пример 9.1), регулирующие клапаны *2* ЧНД будут открываться, а регулирующая диафрагма *4* ЧНД закрываться; при этом мощность, развиваемая ЧНД, будет расти, мощность ЧНД снижаться, а суммарная мощность останется неизменной. Повышенный расход пара через ЧВД обеспечит сетевой подогреватель требуемым количеством отбираемого пара и восстановит давление в камере отбора в соответствии со статической характеристикой поддержания давления.

Исполнительными органами системы защиты (рис. 9.3) являются стопорный клапан, закрываемый пружинным сервомотором, и обратный клапан на линии отбора пара. При срабатывании автоматического затвора *1* стопорного клапана специальный концевой выключатель выдает сигнал на немедленное принудительное закрытие обратного клапана.

Защита турбины от разгона осуществляется сдвоенным кольцевым автоматом безопасности *11*, бойки которого воздействуют на его золотник. При нормальной работе машины золотники *12* автомата безопасности находятся в крайнем верхнем положении под действием давления масла, поступающего под средний поясок каждого золотника. При вылете любого из бойков золотник несколько сдвигается вниз, и масло под давлением получает возможность пройти в полость между двумя верхними поясками и «дожать» золотник до крайнего нижнего положения. При этом золотник соединяет полость над золотником стопорного клапана со сливом. Этот золотник перемещается вверх, открывая проход маслу из-под поршня сервомотора стопорного клапана и обеспечивает его посадку.

Одновременно золотник автомата безопасности уменьшает давление под золотником регулятора частоты вращения *9*, перемещение которого вниз вызывает быстрое закрытие регулирующих клапанов ЧВД и регулирующей диафрагмы ЧНД.

Средний золотник автомата безопасности служит для ручного отключения турбины или отключения электромагнитом под воздействием сигналов от других защит (при значительном ухудшении вакуума, снижении давления масла в системе регулирования или в системе смазки). При смещении среднего золотника вниз масло под давлением получает возможность пройти в полости между двумя верхними поясками крайних золотников, отжать их вниз, что приведет к закрытию стопорных и регулирующих клапанов.

В качестве сетевых подогревателей в турбоустановке используются аппараты типа ПСГ-1300-3-8 (см. рис. 6.4).

На рис. 9.4 показана конструкция конденсатора турбины.

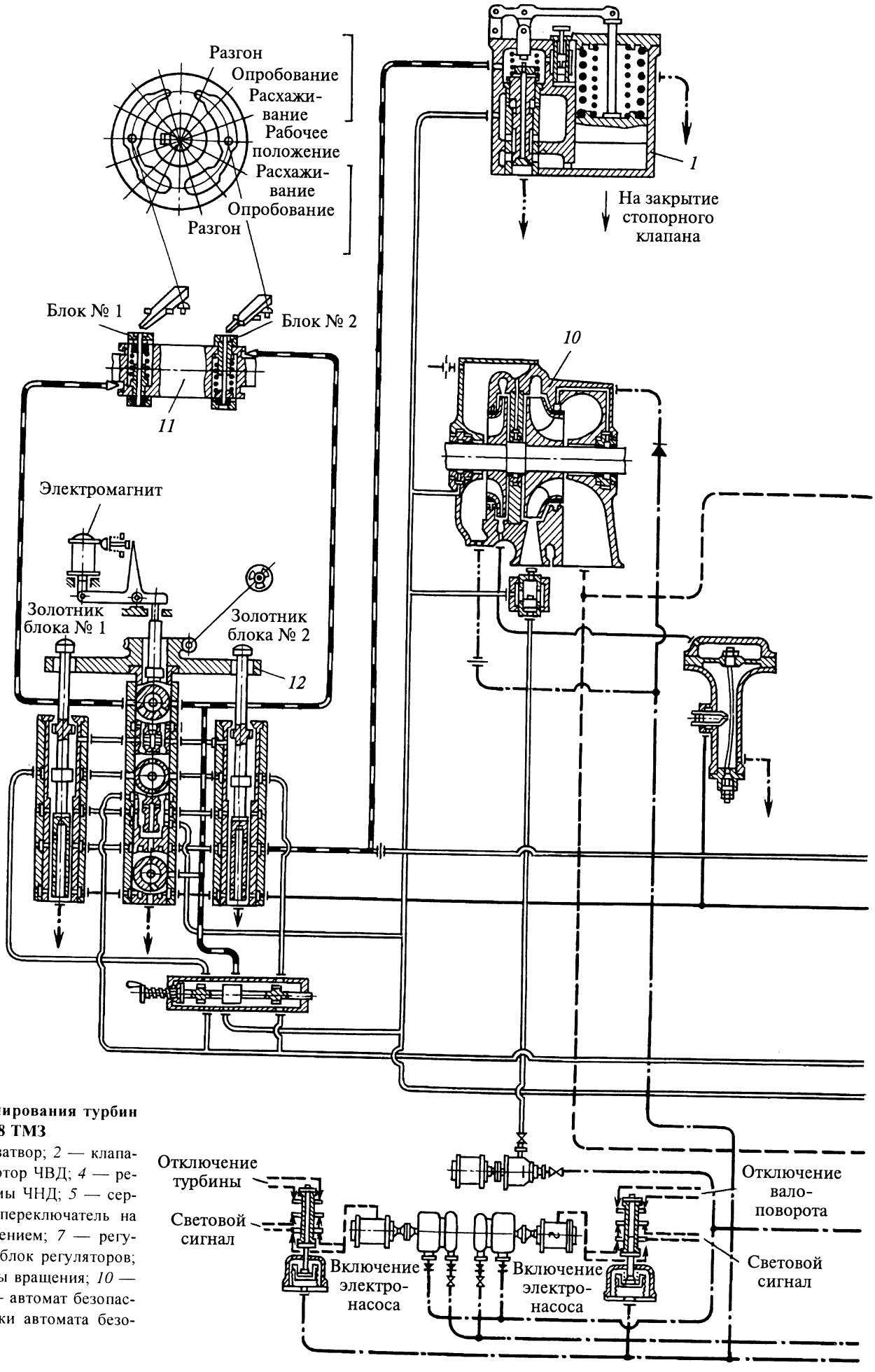
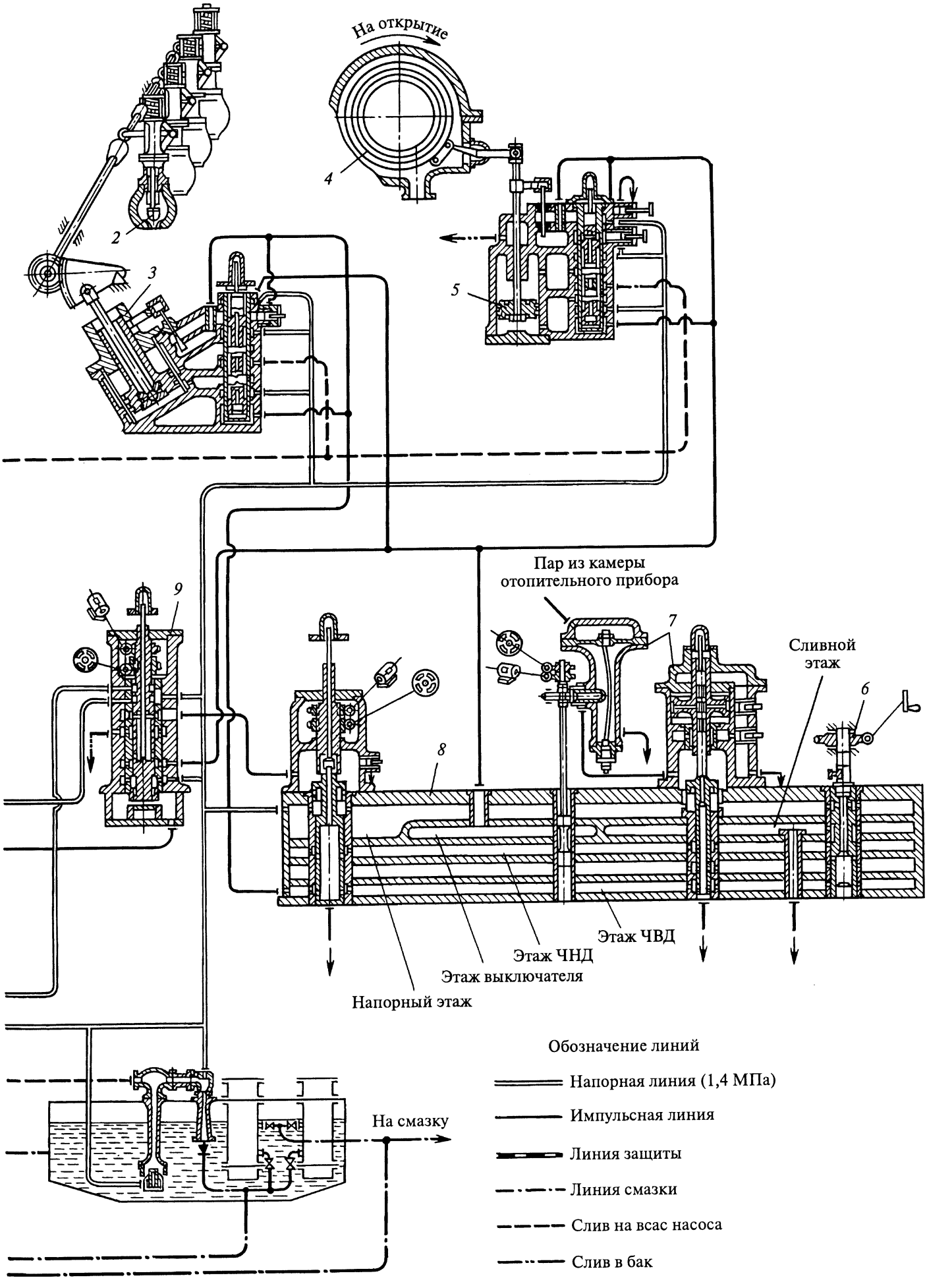


Рис. 9.3. Схема регулирования турбин Т-50-12,8 и Т-100-12,8 ТМЗ

1 — автоматический затвор; *2* — клапаны ЧСД; *3* — сервомотор ЧВД; *4* — регулирующие диафрагмы ЧНД; *5* — сервомотор ЧНД; *6* — переключатель на режим с противодавлением; *7* — регулятор давления; *8* — блок регуляторов; *9* — регулятор частоты вращения; *10* — насосная группа; *11* — автомат безопасности; *12* — золотники автомата безопасности


На открытие
2
3
4
5
9
8
7
6
Пар из камеры
отопительного прибора
Сливной
этаж
Этаж ЧВД
Этаж ЧНД
Этаж выключателя
Напорный этаж
На смазку
Обозначение линий
Напорная линия (1,4 МПа)
Импульсная линия
Линия защиты
Линия смазки
Слив на всас насоса
Слив в бак

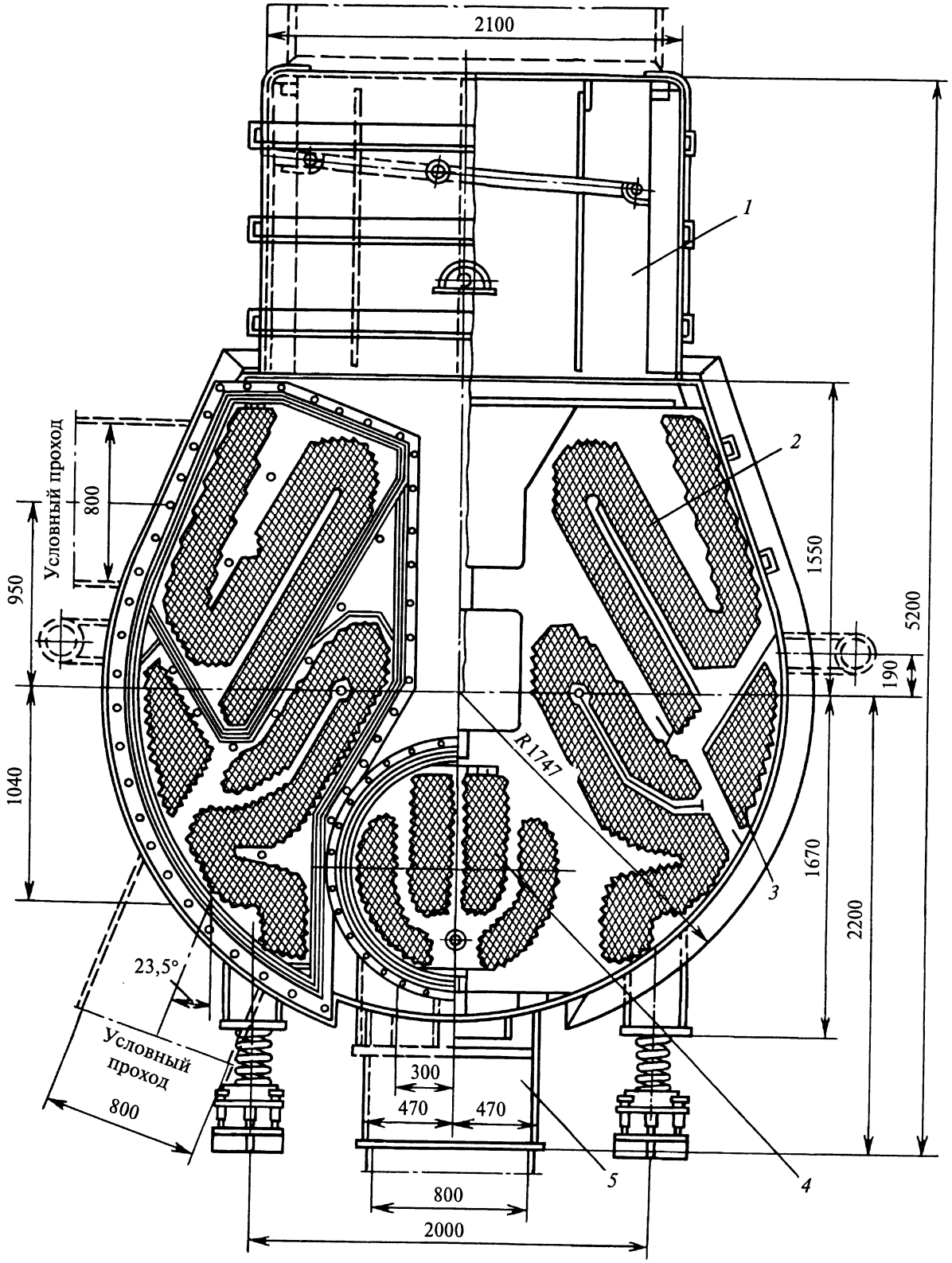


Рис. 9.4. Конденсатор типа К2-3000-2 турбины Т-50-12,8

1 — горловина конденсатора; *2* — основной трубный пучок; *3* — воздухоохладитель; *4* — встроенный теплофикационный пучок; *5* — конденсатосборник

9.1.2. Турбина Т-100-12,8

В 1961 г. ТМЗ изготовил теплофикационную турбину Т-100-12,8 мощностью 100 МВт на начальные параметры пара 12,8 МПа и 565 °С, на частоту вращения 50 1/с с двухступенчатым теплофикационным отбором пара и номинальной тепловой производительностью 186,2 МВт (160 Гкал/ч).

Модернизированная турбина Т-110/120-12,8-4 при номинальной тепловой производительности 214 МВт развивает мощность 110 МВт при номинальном расходе свежего пара 135 кг/с. Давления в верхнем и нижнем отопительных отборах изменяются в пределах 0,06—0,25 и 0,05—0,2 МПа.

После дополнительной модернизации ТМЗ создал турбину Т-100/120-12,8-5, на базе этой турбины разработал семейство турбин (табл. 9.3) для строящихся и расширяющихся ТЭЦ крупных городов. Модификации турбины отличаются расходом

Таблица 9.3

Основные показатели турбин семейства Т-110/120-12,8

Показатель	Модификация			
	Т-110/120-12,8-5	Т-116/125-12,8-7	Т-118/125-12,8-8	Тп-115/125-12,8-9
Мощность, МВт:				
номинальная	110	116	118	115
максимальная	120	125	125	125
на конденсационном режиме	120	120	125	125
Расход свежего пара, т/ч:				
номинальный	480	505	515	515
максимальный	485	510	520	520
Параметры свежего пара:				
давление, МПа	12,8			
температура, °С	555			
Тепловая нагрузка:				
производственная за 9-й ступенью, т/ч	—	—	—	70
отопительная, Гкал/ч:				
номинальная	175	184	188	100
максимальная	184	193	197	100
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, кПа:				
производственного за 9-й ступенью	—	—	—	12—18
верхнего отопительного	60—250			
нижнего отопительного	50—200			
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	550			
Число ступеней:				
ЦВД	9			
ЦСД	14			
ЦНД	2 × 2			
Охлаждающая вода:				
расчетная температура, °С	20			
расчетный расход, $м^3/ч$	16 000			
Поверхность охлаждения конденсатора, $м^2$	6200			
Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + 4ПНД			
Расчетная температура питательной воды, °С	234	234	235	235

Примечание. Во всех турбинах возможен нерегулируемый отбор пара сверх регенерации из трубопровода отбора пара к ПНД-3 до 50 т/ч.

Таблица 9.4

Характеристики регенеративных отборов пара для турбины Т-110/120-12,8-5

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-7	3,32	379	17,5 + 2*
ПВД-6	2,28	337	27,3
ПВД-5	1,22	266	16,9
Деаэратор	1,22	266	6,6
ПВД-4	0,57	190	11,4 + 6,2*
ПВД-3	0,294	133	22,2
ПВД-2	0,098	—	7,0
ПВД-1	0,037	—	0,6

* Пар из концевых уплотнений.

свежего пара и, следовательно, мощностью и значениями отборов.

Принципиальные тепловые схемы турбоустановок типа Т-100-12,8 и типа Т-50-12,8 практически не отличаются. Отличия состоят лишь в размерах и мощности применяемого оборудования.

В табл. 9.4 приведены характеристики регенеративных отборов турбины.

Продольный разрез турбины показан на рис. 3.3 (см. вкладку).

Пар к стопорному клапану подводится по двум паропроводам и затем по четырем перепускным трубам направляется к четырем регулирующим клапанам, привод которых осуществляется посредством сервомотора, рейки, зубчатого сектора и кулачкового вала (рис. 9.5). Открываясь последовательно, регулирующие клапаны подают пар в четыре вваренные в корпус сопловые коробки, откуда пар поступает на двухвенечную регулирующую ступень. Пройдя ее и восемь нерегулируемых ступеней, пар через два патрубка покидает ЦВД и по четырем паровпускам подводится к кольцевой коробке ЦСД, отлитой заодно с корпусом. ЦСД содержит 14 ступеней. После 12-й ступени производится верхний, а после последней ступени — нижний теплофикационный отбор.

Из ЦСД по двум ресиверным трубам, установленным над турбиной, пар направляется в ЦНД двухпоточной конструкции. На входе каждого потока установлена поворотная регулирующая диафрагма с одним ярусом окон, реализующая дроссельное парораспределение в ЦНД. В каждом потоке ЦНД имеется по две ступени. Последняя ступень имеет длину лопатки 550 мм при среднем диаметре 1915 мм, что обеспечивает площадь выхода 3,3 м^2.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦСД, ЦНД и генератора. Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, причем полумуфта ЦСД откована заодно с валом. Между роторами ЦСД и ЦНД, ЦНД и генератора установлены полужесткие муфты. Каждый из роторов уложен в двух опорных подшипниках. Комбинированный опорно-упорный подшипник расположен в корпусе среднего подшипника между ЦВД и ЦСД.

Конструкция ЦВД в большой степени унифицирована с конструкцией ЦВД турбины Р-40-12,8/3.

Ротор ЦСД — комбинированный: диски первых восьми ступеней откованы заодно с валом, а остальных насажены на вал с натягом.

Корпус ЦСД имеет вертикальный технологический разъем, соединяющий литую переднюю часть и сварную заднюю. В остальном конструкции ЦСД турбины Т-100-12,8 и ЦНД турбины Т-50-12,8 совпадают.

Ротор ЦНД — сборный: четыре рабочих диска посажены на вал с натягом.

Корпус ЦНД состоит из трех частей: средней сварно-литой и двух выходных сварных. На рис. 9.6 показан разрез по паровпуску ЦНД, на котором хорошо видны две пароподводящие трубы в верхней половине корпуса и сервомоторный привод поворотной регулирующей диафрагмы.

Опирание турбины на фундамент и направления ее тепловых расширений показаны на рис. 9.7. Корпуса ЦВД и ЦСД опираются на корпуса подшипников с помощью лап. Выходная часть ЦСД опирается лапами на переднюю часть ЦНД.

ЦНД имеет встроенные подшипники и опирается на фундаментные рамы своим опорным поясом. Фикспункт находится на пересечении продольной оси турбины и осей двух поперечных шпонок, установленных на продольных рамах в области левого (переднего) выходного патрубка. Взаимная центровка корпусов цилиндров и подшипников осуществляется системой вертикальных и поперечных шпонок, установленных между лапами цилиндров и их опорными поверхностями. Расширение турбины происходит в основном от фикспункта в сторону переднего подшипника и частично — в сторону генератора.

Системы маслоснабжения, смазки, регулирования и защиты не имеют принципиальных различий от перечисленных систем турбины Т-50-12,8 ТМЗ, рассмотренных выше.

Для нагрева сетевой воды используются подогреватели типа ПСГ-2300 с поверхностью теплообмена 2300 м^2, конструкция которого принципиально не отличается от изображенной на рис. 6.4.

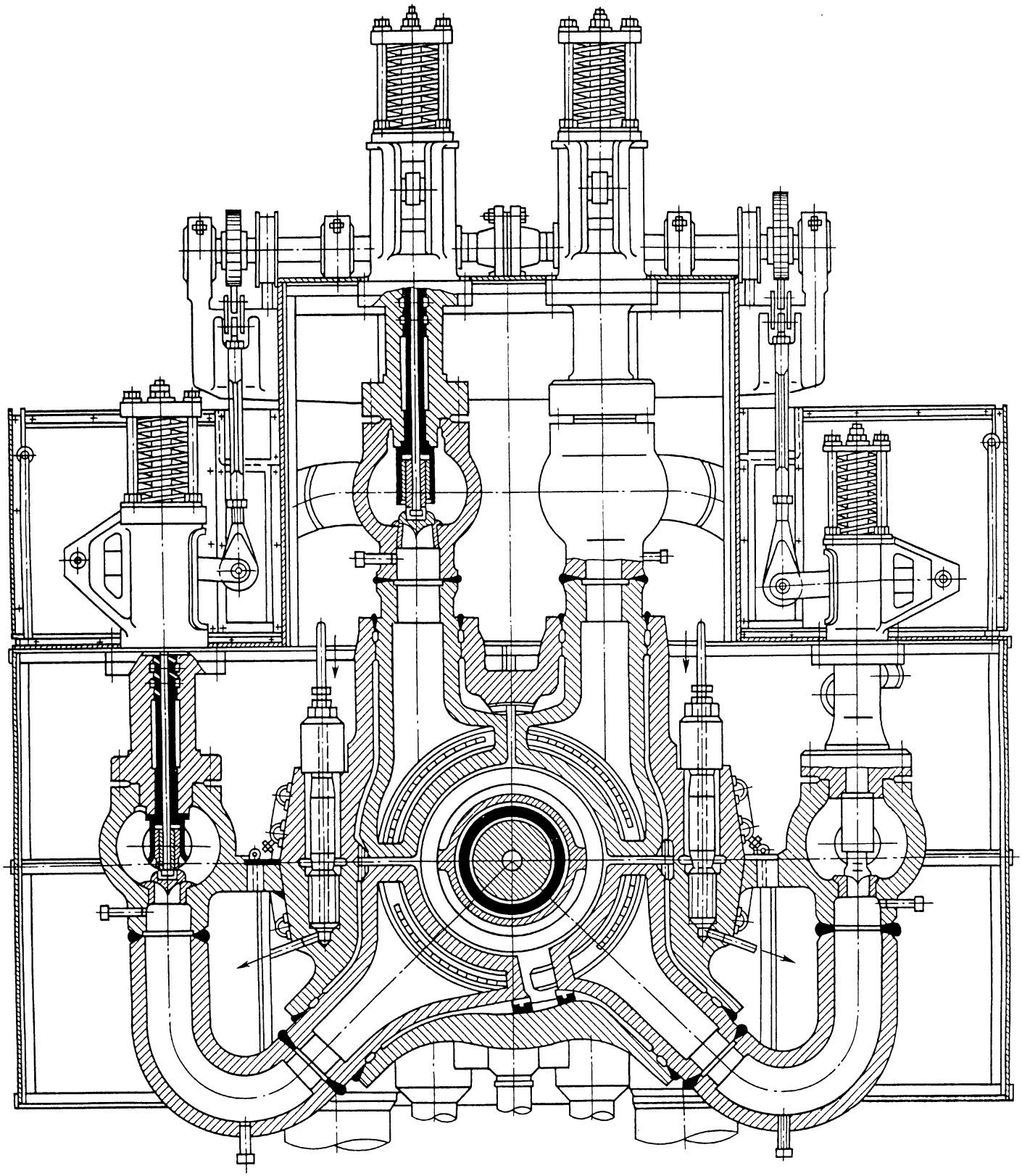
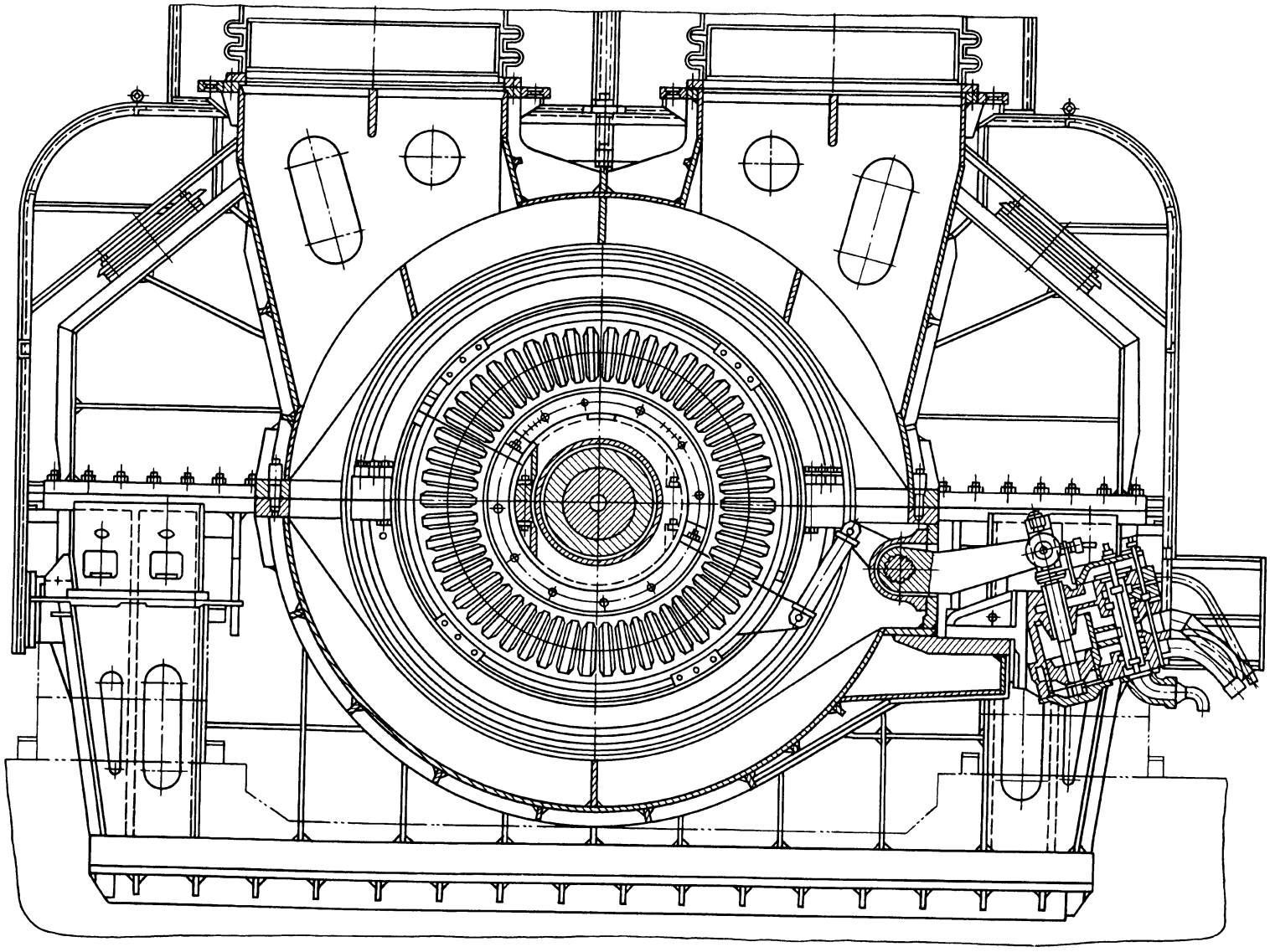


Рис. 9.5. Паровпуск ЦВД турбины Т-100-12,8 ТМЗ



Вид на привод поворотных диафрагм

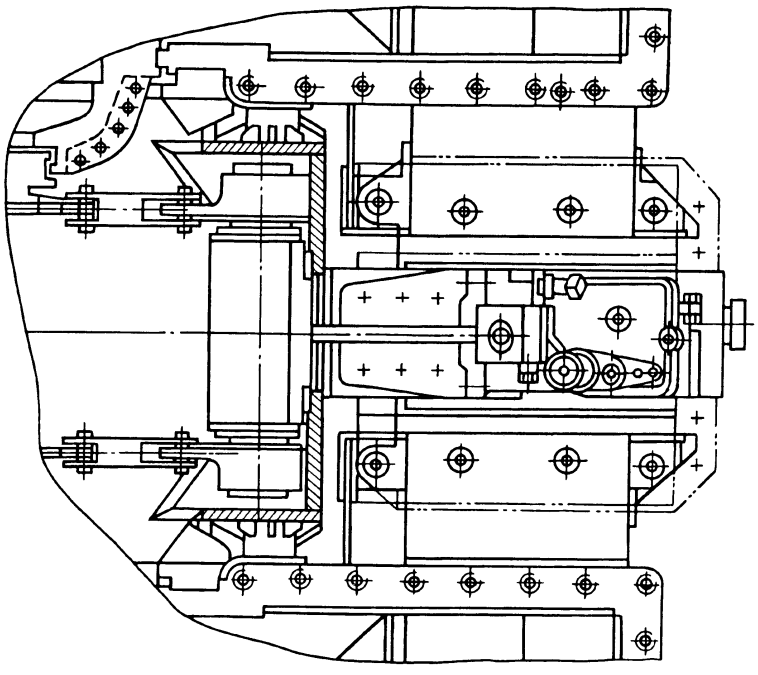


Рис. 9.6. Паровпуск ЦНД турбины Т-100-12,8 ТМЗ

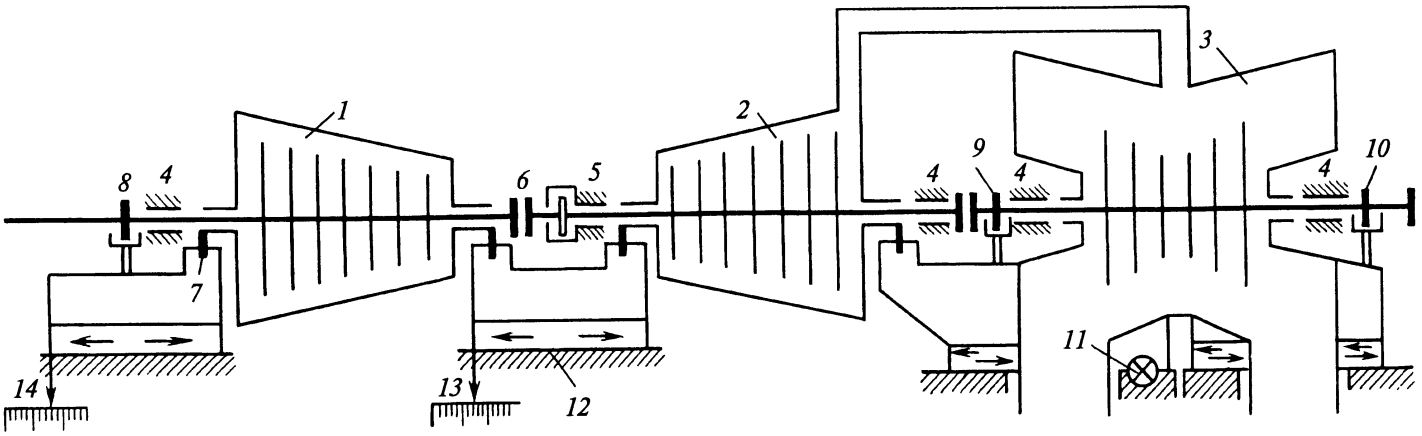


Рис. 9.7. Схема тепловых расширений турбин Т-100-12,8 ТМЗ и Т-180/210-12,8
1 — ЦВД; *2* — ЦСД; *3* — ЦНД; *4* — опорные подшипники; *5* — опорно-упорный подшипник; *6* — муфта; *7* — место опирания лап корпуса турбин на стулья подшипников через поперечные шпонки; *8* — датчик относительного удлинения ротора ЦВД; *9*, *10* — то же для роторов ЦСД и ЦНД; *11* — фикспункт турбины; *12* — скользящие опоры; *13* — указатель абсолютного расширения ЦСД; *14* — то же для ЦВД и ЦСД

В качестве конденсационного устройства (рис. 9.8, см. с. 268, 269) используются два одинаковых корпуса конденсатора с суммарной поверхностью теплообмена 6200 м^2 (конденсатор КГ2-6200), подсоединенных каждый к своему потоку пара, идущему из ЦНД. Конструкция корпусов практически не отличается от конструкции конденсатора К2-3000 для турбины Т-50-12,8.

9.1.3. Турбина Т-175/210-12,8

Турбина имеет номинальную мощность 175 МВт при начальных параметрах 12,8 МПа и 555 °С. Номинальная тепловая нагрузка (см. табл. 9.1) 1130 ГДж/ч. Расчетное давление в конденсаторе 5,8 кПа. Частота вращения 50 1/с. Турбина предназначена для ТЭЦ крупных городов.

Позже ТМЗ разработал модификацию этой турбины Т-185/220-12,8-2 на больший расход пара, увеличив проходные сечения ЦВД. Эта модификация стала базовой для модификаций турбин, представленных в табл. 9.5. Главная особенность двух последних модификаций — возможность использования ограниченных отборов пара на нужды производства, причем давление в них поддерживается автоматически с помощью регулирующих клапанов, установленных на паропроводах отбора. Эти модификации рассчитаны на различную температуру охлаждающей воды, и поэтому имеют различные высоты рабочих лопаток последних ступеней.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 9.9, а продольный разрез — на рис. 9.10 (см. вкладку). Предусмотрен двухступенчатый нагрев сетевой воды и использование регулирующих диафрагм для поддержания давления в теплофикационных отборах.

Пар из стационарного коллектора через стопорный клапан подводится к четырем регулирующим клапанам, установленным на ЦВД турбины. Турбина состоит из трех цилиндров. Парораспределение турбины — сопловое. ЦВД полностью унифицирован с ЦВД описанной выше турбины Р-100-12,8/1,45. Проточная часть ЦСД включает девять ступеней, из них две последние образуют промежуточный отсек.

Сам ЦНД — двухпоточный, симметричный, с тремя ступенями в каждом потоке.

Ротор ЦСД — комбинированный, с цельнокованой передней частью. В связи с тем, что на выходе ЦСД расположен промежуточный отсек, на который действует значительная разность давлений, зависящая от расхода пара, в районе переднего уплотнения выполнен думмис большого диаметра, уравновешивающий осевое усилие, возникающее в проточной части. Корпус ЦСД состоит из передней (литой) и выходной (сварной) частей, соединенных вертикальным технологическим разъемом.

Ротор ЦНД — сборный, корпус — сварной, двухстенный.

Корпуса ЦВД и ЦСД подвешены лапами на стулья подшипников; первые два из них — выносные, третий и четвертый — встроены в выходные патрубки ЦНД. Под лапами корпусов установлены поперечные шпонки. Фикспункт турбины образован пересечением осей продольных и поперечных шпонок, расположенных на боковых фундаментных рамах ЦНД в зоне выходного патрубка, соседствующего с ЦСД, перемещая корпуса подшипников вдоль продольных шпонок по фундаментным рамам.

В теплофикационной установке использованы сетевые подогреватели типа ПСГ-5000-8 с поверхностью 5000 м^2 (рис. 9.11). Его устройство не отличается от ПСГ-1300-8, изображенного на рис. 6.4.

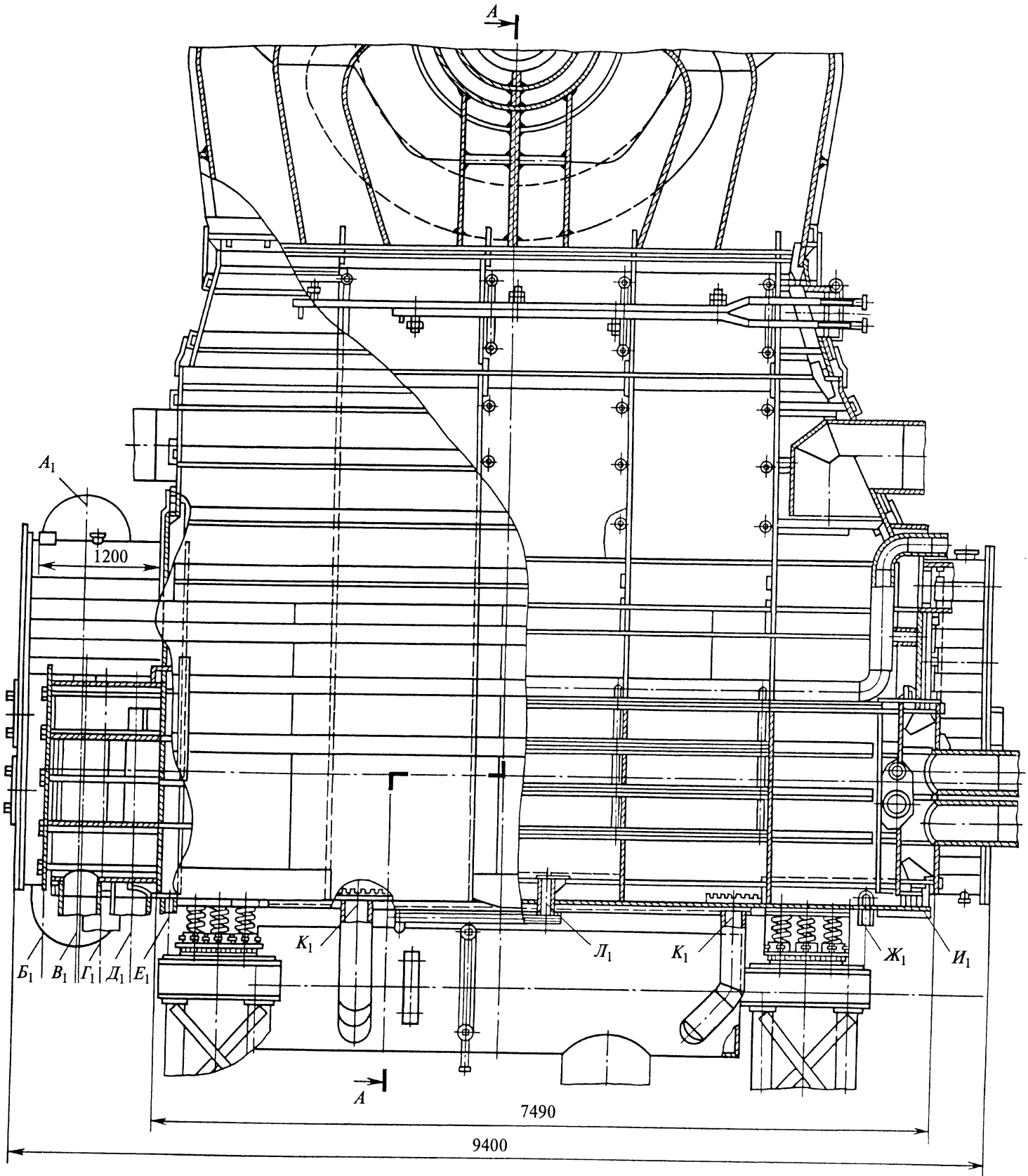


Рис. 9.8. Конденсатор турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ

$А_1$ — отвод циркуляционной воды; $Б_1$ — подвод циркуляционной воды; $В_1$ — отвод (подвод) циркуляционной, сетевой или подпиточной воды; $Г_1$ — отвод (подвод) циркуляционной, сетевой воды; $Д_1$ — подвод (отвод) циркуляционной, сетевой воды; $Е_1$ — отвод конденсата; $К_1$ — подвод (отвод) сетевой воды; $И_1$ — отвод паровоздушной смеси из основных пучков; $К_1$ — отвод паровоздушной смеси из встроенных пучков; $Л_1$ — уравнительный трубопровод

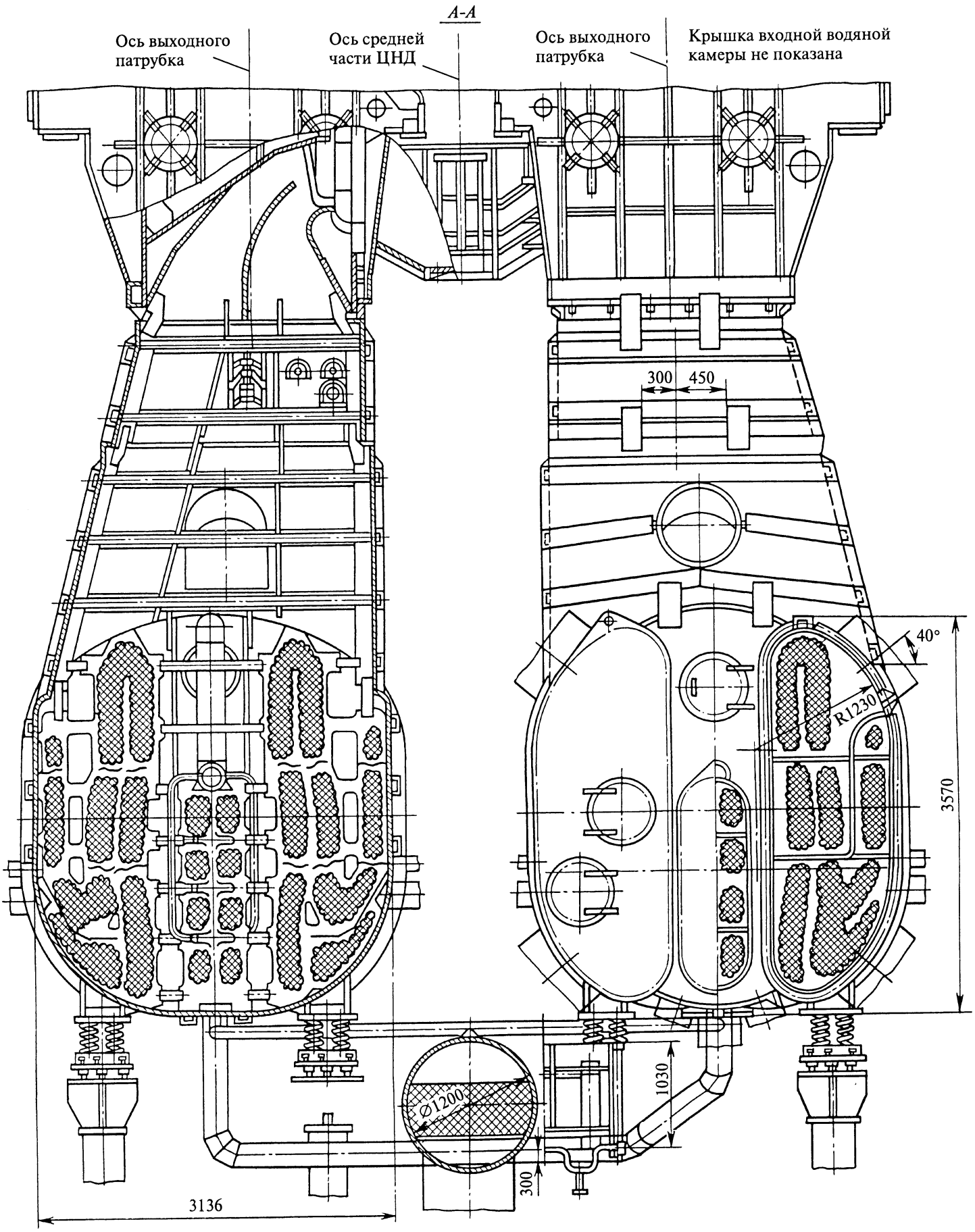


Рис. 9.8 (окончание)

Таблица 9.5

Основные показатели турбин семейства Т-185/220-12,8

Показатель	Модификация		
	Т-185/220-12,8-2	Тп-185/215-12,8-4	Тп-185/220-12,8-5
Мощность, МВт:			
номинальная	185	185	185
максимальная	220	215	220
на конденсационном режиме	220	215	220
с отключением ПВД	195	195	195
Расход свежего пара, т/ч:			
номинальный	785		
максимальный	810		
Параметры свежего пара:			
давление, МПа	12,8		
температура, °С	555		
Тепловая нагрузка производственных отборов, т/ч:			
за 7-й ступенью	—	90*	
за 11-й ступенью	—	100*	
за 13-й ступенью	—	100*	
Тепловая нагрузка отопительная, Гкал/ч			
номинальная	280		
максимальная	290		
с отключением ПВД	325		

Показатель	Модификация		
	Т-185/220-12,8-2	Тп-185/215-12,8-4	Тп-185/220-12,8-5
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, МПа:			
производственных			
за 7-й ступенью	—	2,5—3,5	
за 11-й ступенью	—	1,2—1,8	
за 13-й ступенью	—	0,8—1,2	
верхнем отопительном	0,06—0,03	0,06—0,25	
нижнем отопительном	0,5—2,0		
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	830	660	830
Число ступеней			
ЦВД	13		
ЦСД	9		
ЦНД	3 × 2	2 × 2	3 × 2
Охлаждающая вода			
расчетная температура, °С	20	27	20
расчетный расход, м^3/ч	24 800	27 000	
Поверхность охлаждения конденсатора, м^3	12 000		
Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + 4ПНД		
Расчетная температура питательной воды, °С	232		

* При использовании производственных отборов отопительная тепловая нагрузка и электрическая мощность турбины снижаются.

Примечание. Начиная с турбин выпуска 1995 г. расход охлаждающей воды составляет 27 000 м^3/ч.

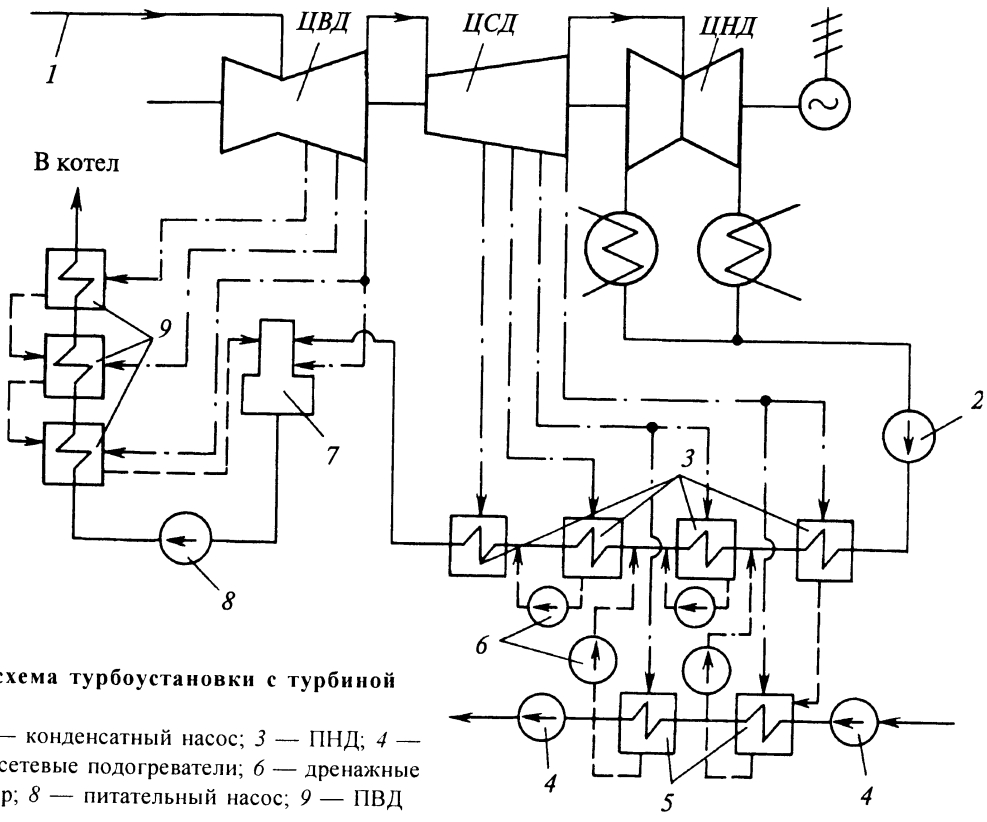


Рис. 9.9. Тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-175/210-12,8 ТМЗ

1 — пар из котла; *2* — конденсатный насос; *3* — ПНД; *4* — сетевые насосы; *5* — сетевые подогреватели; *6* — дренажные насосы; *7* — деаэратор; *8* — питательный насос; *9* — ПВД

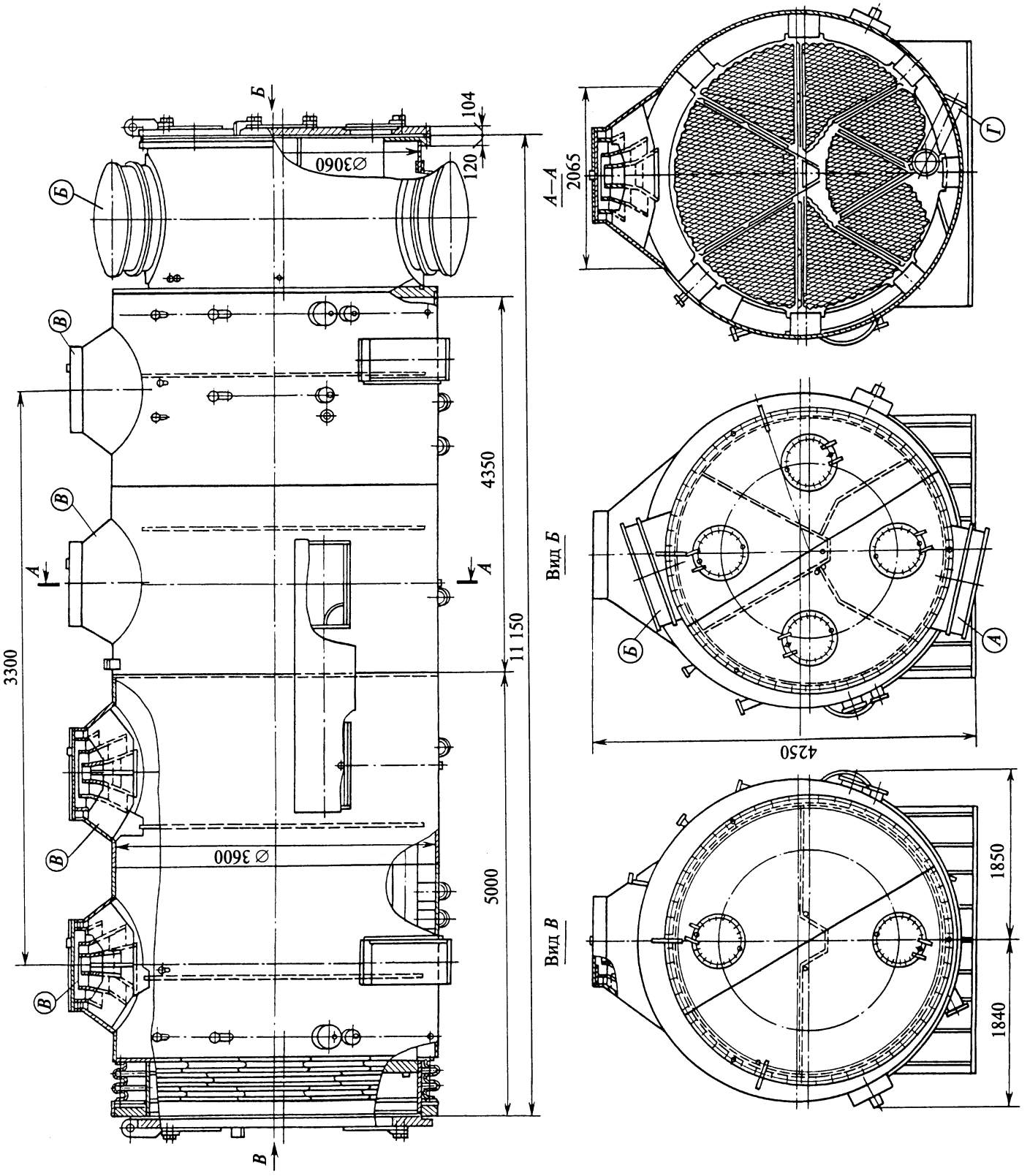


Рис. 9.11. Общий вид подогревателя ПСГ 5000-3,5-8-1

А — вход сетевой воды; *Б* — выход сетевой воды; *В* — вход пара; *Г* — отсос паровоздушной смеси

9.1.4. Турбина Т-250/300-23,5

Турбина имеет номинальную мощность 250 МВт при начальных параметрах 23,5 МПа и 540 °С. Номинальная тепловая нагрузка 384 МВт, расчетное давление в конденсаторе 5,8 кПа. Частота вращения 50 1/с. Турбина имеет ступенчатый теплофикационный отбор: в верхнем отборе давление изменяется в пределах 60—200 кПа, а в нижнем — 50—150 кПа.

Турбина Т-250/300-23,5 выполнена на сверхкритические параметры пара. Высокое давление потребовало введения промежуточного перегрева пара до 540 °С для снижения влажности в последних ступенях турбины; при этом получается выигрыш и в экономичности.

Введение промежуточного перегрева пара в теплофикационных турбинах дает меньший выигрыш, чем в конденсационных. Действительно, введение промежуточного перегрева повышает термический КПД цикла (см. гл. 1) за счет присоединения к основному циклу дополнительного, имеющего больший термический КПД, и за счет снижения потерь от влажности. Для конденсационного потока пара введение промежуточного перегрева столь же выгодно в теплофикационной турбине, как и в конденсационной. Однако для потока отбора термический КПД близок к единице, поэтому введение промежуточного перегрева для этого потока не дает выгрыша. Отсюда следует, что чем больше доля отбора по отношению к общему расходу пара, тем меньше выгрыш в величине термического КПД от введения промежуточного перегрева.

Промежуточный перегрев пара в турбоустановке Т-250/300-23,5 потребовал блочной компоновки. Максимальную мощность 300 МВт турбина развивает при конденсационном режиме.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки показана рис. 9.12. Свежий пар по двум паропроводам диаметром 200 мм подводится к двум блокам клапанов, расположенным рядом с турбиной (см. рис. 4.31). Каждый блок состоит из стопорного и трех регулирующих клапанов (см. рис. 4.31), от которых десятью гибкими трубами пар подается в четыре сопловых сегмента, вваренных во внутренний корпус ЦВД (рис. 9.13, см. вкладку). Парораспределение турбины — сопловое.

Во внутреннем корпусе ЦВД (см. рис. 3.28) расположены одновенечная регулирующая и шесть нерегулирующих ступеней, пройдя которые, пар поворачивает на 180° и расширяется в шести ступенях, расположенных в наружном корпусе ЦВД.

Пар покидает ЦВД и двумя трубами диаметром 450 мм направляется в промежуточный пароперегреватель, из которого с параметрами 3,68 МПа и 540 °С поступает к двум блокам стопорных и регулирующих клапанов (см. рис. 4.32), подающих пар в ЦСД-1 по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса.

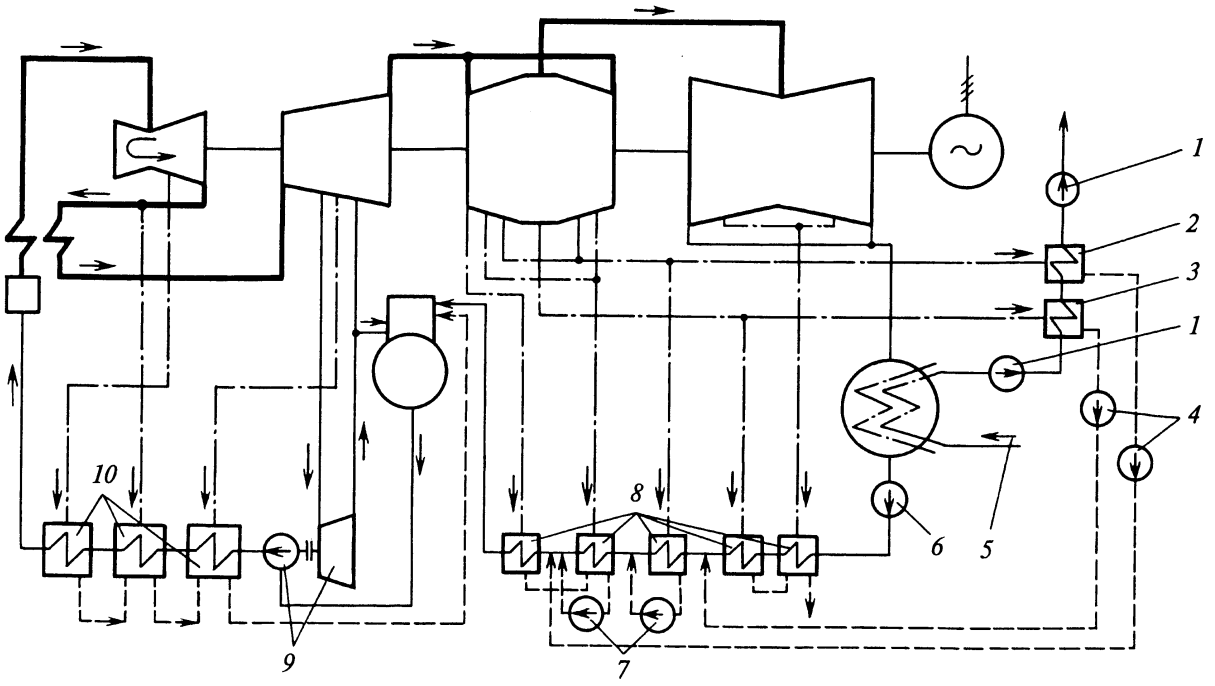


Рис. 9.12. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — сетевые насосы; *2*, *3* — верхний и нижний сетевые подогреватели; *4* — дренажные насосы сетевых подогревателей; *5* — обратная сетевая вода; *6* — конденсатный насос; *7* — сливные насосы; *8* — ПНД; *9* — питательный турбонасос; *10* — ПВД

ЦСД-1 имеет 10 нерегулируемых ступеней. Из ЦСД-1 пар по двум выходным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса, поступает в две ресиверные трубы, из которых по четырем паровпускным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса по краям последнего, входит в ЦСД-2; таким образом, в цилиндр входит два потока пара, однако в отличие от обычной схемы двухпоточного цилиндра пар направляется к середине цилиндра.

После расширения в четырех ступенях ЦСД-2 пар поступает в камеру, из которой осуществляется верхний теплофикационный отбор двумя трубами в каждом потоке из нижней половины корпуса. После двух последних ступеней потоки пара сливаются в один. Значительная часть пара по четырем паропроводам направляется в сетевой подогреватель (нижний теплофикационный отбор), а остальной пар по двум перепускным трубам, расположенным в верхней половине корпуса, с давлением 50—150 кПа поступает в ЦНД.

ЦНД — двухпоточный с тремя ступенями в каждом потоке. На входе в каждый поток установлена одноярусная поворотная регулирующая диафрагма. Обе диафрагмы приводятся одним сервомотором. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 940 мм (см. рис. 3.6) при среднем диаметре 2390 мм, что создает суммарную торцевую площадь выхода 14,1 м^2.

При номинальном режиме, температуре охлаждающей воды 20 °С и ее расходе 28 000 т/ч давление в конденсаторе равно 5,8 кПа.

Регенеративная система включает пять ПНД, деаэратор и три ПВД. Температура питательной воды 274 °С. Питательный насос приводится паровой турбиной, питаемой из первого нерегулируемого отбора ЦСД-2.

Установка для подогрева сетевой воды использует тепло двух ступеней теплофикационного отбора и отсоса пара из уплотнений. При номинальном режиме установка обеспечивает нагрев 5390 т/ч воды примерно с 35 до 100 °С.

Валопровод турбоагрегата состоит из пяти роторов. Роторы ЦВД и ЦСД-1 соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валом. Между этими роторами со стороны ЦВД помещен один комбинированный опорно-упорный подшипник (см. рис. 3.63). Роторы ЦСД-1 и ЦСД-2, а также ЦСД-2 и ЦНД соединены полугибкими муфтами. Для присоединения ротора турбины к генератору использована жесткая муфта.

Корпуса подшипников, в которых расположены вкладыши ЦВД, ЦСД-1 и левая опора ЦСД-2, опираются на фундаментные рамы. Остальные два подшипника встроены в выходные патрубки ЦНД, и в них помещены вкладыши ротора ЦНД и смежных роторов ЦСД-2 и генератора. Конструкция корпуса ЦВД показана на рис. 3.28.

Ротор ЦСД-1 — цельнокованый. Для уравновешивания осевого усилия выполнен разгрузочный поршень большего диаметра, расположенный в области переднего концевого уплотнения. Корпус ЦСД-1 — литой, из двух половин, соединяемых фланцевым горизонтальным разъемом. Корпус имеет четыре обоймы, первая из которых отлита заодно с корпусом и образует кольцевую паровпускную коробку, а остальные обоймы установлены в нем. В межобойменных пространствах размещены патрубки нерегулируемых отборов на подогреватели.

ЦСД-2 является уникальной конструкцией (рис. 9.14). Ротор ЦСД-2 выполнен сборным: рабочие диски первых трех ступеней, имеющие относительно небольшие размеры, посажены на вал с натягом на осевых шпонках, а диски остальных ступеней передают крутящий момент при временном ослаблении посадки на валу с помощью торцевых шпонок.

Корпус ЦСД-2 состоит из трех частей, каждая из которых имеет горизонтальный разъем. Паровпускные (концевые) части выполнены литыми, средняя — сварной; между собой они соединены фланцевыми соединениями. Сбоку в нижних половинах каждой из паровпускных частей расположены по два паровпускных патрубка диаметром 600 мм, а внизу — по два патрубка диаметром 1000 мм верхнего теплофикационного отбора. В нижней половине средней части расположены четыре патрубка диаметром 1,3 м нижнего теплофикационного отбора, а в верхней части — два патрубка диаметром 1,8 м для перепуска в ЦНД.

Каждый поток ЦСД-2 имеет три обоймы, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Ротор ЦНД — сборный (см. рис. 3.17). По три откованных диска каждого потока насажены на вал с натягом. Рабочие лопатки первых двух ступеней имеют вильчатые хвосты, а последней ступени — мощный зубчиковый хвост.

Корпус ЦНД — сварной конструкции, с внутренним корпусом. Нижняя половина внутреннего корпуса свободно подвешена в нижней половине наружного корпуса на уровне горизонтального разъема и прицентрирована по отношению к ней с помощью двух вертикальных шпонок, расположенных на оси паровпуска. Верхняя половина внутреннего корпуса устанавливается на контрольных штифтах на нижней и приболчивается к ней. Два паровпускных патрубка в верхней половине и два патрубка отбора пара в первый по ходу конденсата ПНД соединены с внешним корпусом посредством

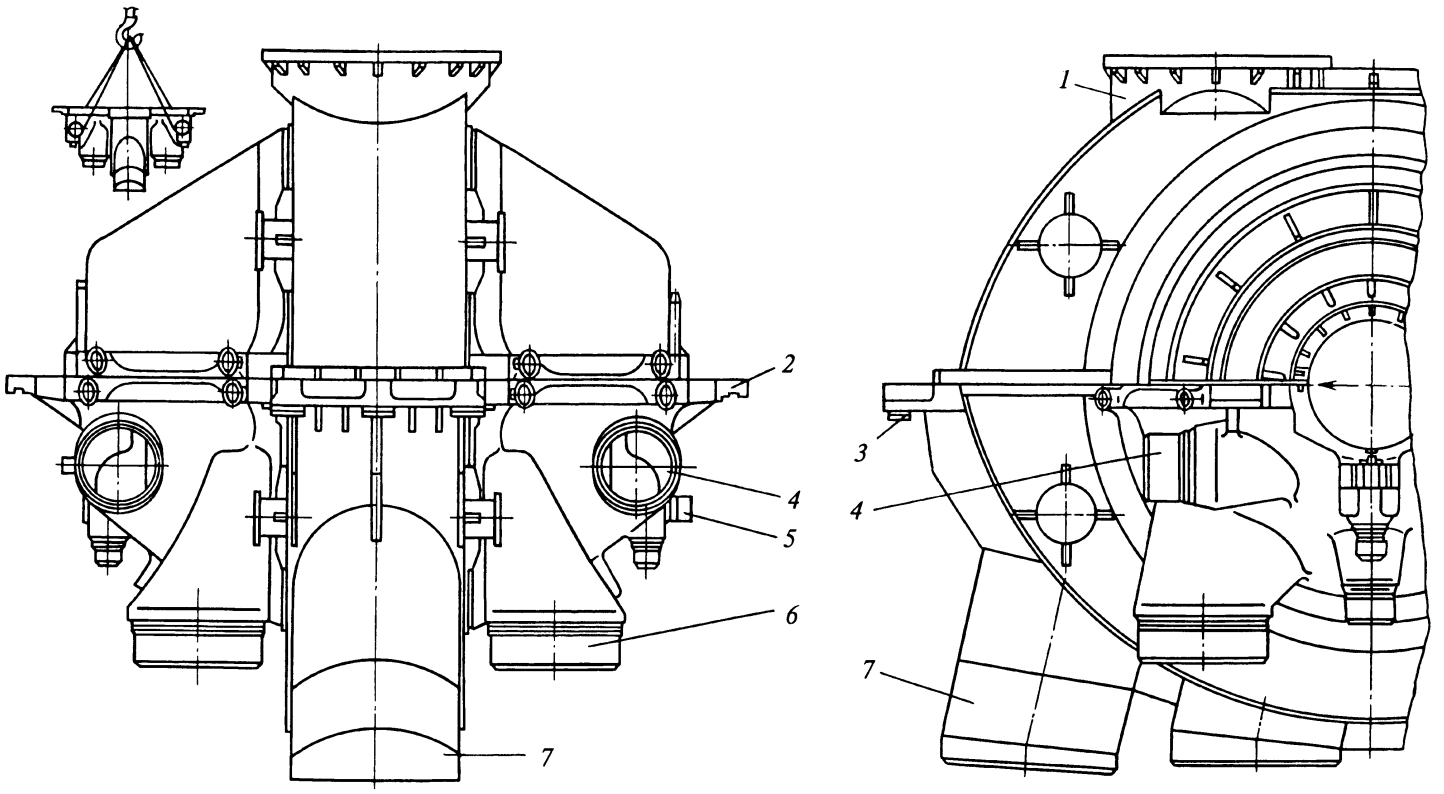


Рис. 9.14. ЦСД-2 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — выходные патрубки; *2* — лапа; *3* — опорные площадки цилиндра; *4* — паровпускные патрубки; *5* — вертикальная шпонка; *6* — патрубки верхнего теплофикационного отбора; *7* — патрубки нижнего теплофикационного отбора

волнистых компенсаторов, которые допускают свободное тепловое расширение внутреннего корпуса по отношению к наружному. Привод регулирующей диафрагмы выполнен так же, как и в турбине Т-100-12,8 (см. рис. 9.6).

Характерной особенностью конструкции ЦНД является высокое расположение опорного пояса. Это связано с большими колебаниями температуры выходных патрубков и большей возможностью расцентровок, связанных с режимами работы теплофикационных турбин.

Корпуса ЦВД, ЦСД-1 и ЦСД-2 имеют лапы, с помощью которых они опираются на корпуса подшипников в плоскости горизонтального разъема. Между лапами и опорами установлены поперечные шпонки, позволяющие свободное относительно опор тепловое расширение корпусов, но не допускающие взаимного осевого смещения.

Совмещение вертикальных плоскостей всех корпусов подшипников и цилиндров выполнено посредством вертикальных шпонок.

ЦСД-2 имеет дополнительные боковые опоры непосредственно на фундамент.

Турбина имеет единственный фикспункт, образованный пересечением осей продольных шпонок ЦНД, расположенных на опорном поясе, и двух поперечных шпонок, установленных на опорном поясе в зоне выходного патрубка, смежного с генератором. От фикспункта вдоль продольных шпонок происходит тепловое расширение всех цилиндров и корпусов подшипников (см. рис. 3.77).

Таблица 9.6

Гарантийные показатели турбоустановки с турбиной Т-250/300-23,5

Параметр	Мощность на клеммах генератора				
	250	253	245	232	300
Тепло, отдаваемое из отопительных отборов, МВт	384,1	384,1	372,4	372,4	—
Давление в отборе, кПа	83	83	118	156	—
Температура обратной сетевой воды, °С	42	35	39	70	—
Расход пара через стопорные клапаны, кг/с	265,3	265,3	265,3	265,3	—
Удельный расход пара, кг/(кВт · ч)	3,64	3,60	3,71	3,91	3,09

При номинальных параметрах свежего пара, температуре промежуточного перегрева и давлении в конденсаторе завод гарантирует показатели, приведенные в табл. 9.6.

Удельный расход теплоты на конденсационном режиме при мощности 300 МВт равен 8150 кДж/(кВт · ч).

Системы смазки (см. рис. 4.3) и регулирования в турбине Т-250/300-23,5 разобщены. В системе смазки используется турбинное масло, а в системе регулирования — конденсат.

Смазка подшипников турбины, генератора, питательного турбонасоса и электронасоса производится двумя масляными электронасосами переменного тока, один из которых — резервный. В качестве аварийных используются два электронасоса постоянного тока. Кроме того, в крышках подшипников предусмотрены масляные емкости, заполняемые при нормальной работе насосов, масло из которых используется при переключении насосов и в аварийных ситуациях. В масляном баке вместимостью 66 м^3 установлено три маслоохладителя, один из которых может быть отключен для чистки.

Принципиальная схема системы регулирования и защиты турбины показана на рис. 9.15. Ее отличия от рассмотренной выше схемы регулирования турбины Т-100-12,8 связаны с использованием промежуточного перегрева пара. Исполнительными орга-

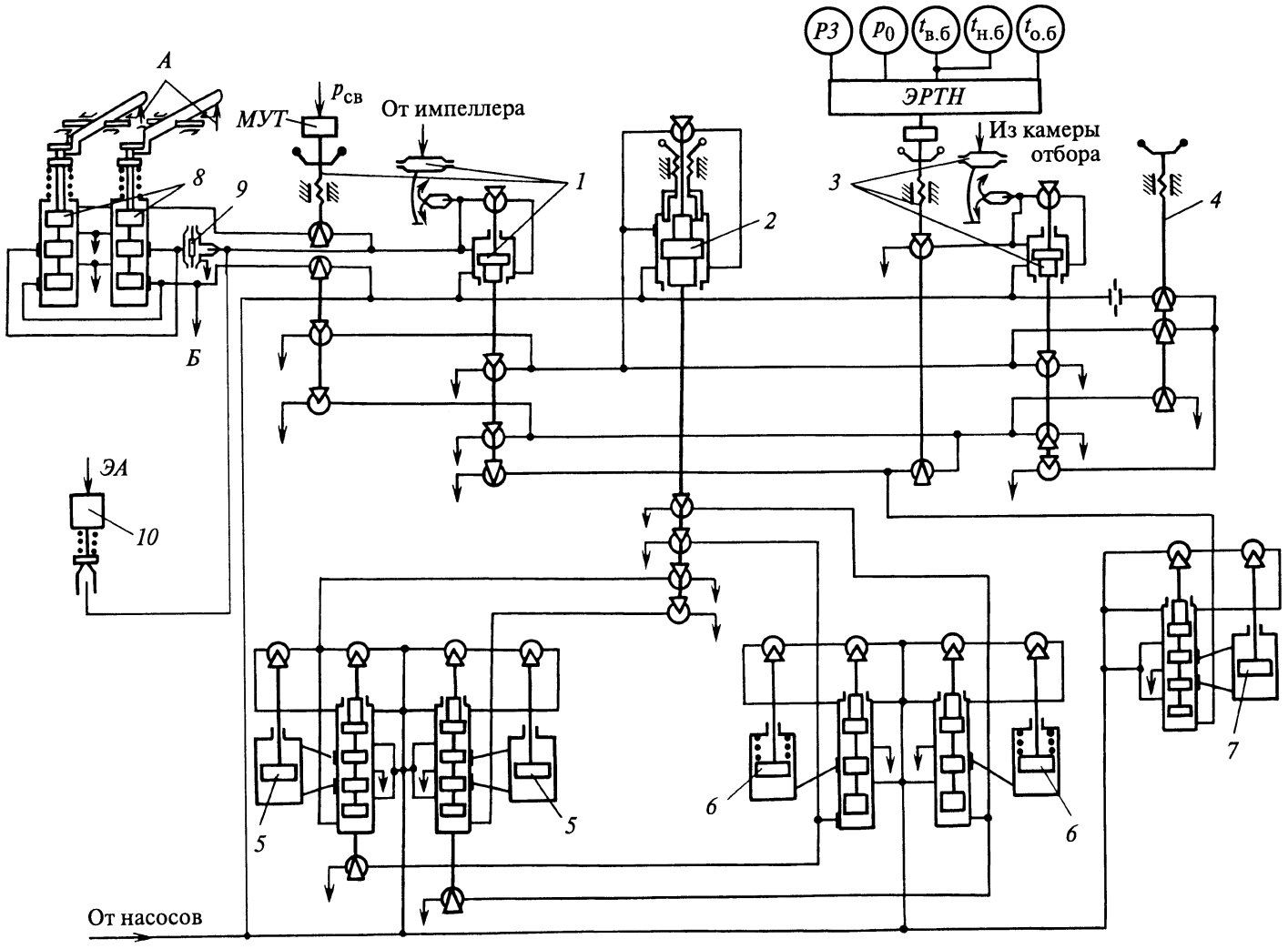


Рис. 9.15. Принципиальная схема регулирования и защиты турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — регулятор частоты вращения; *2* — промежуточный золотник; *3* — регулятор давления; *4* — устройство для перевода турбины в режим с противодавлением; *5*, *6*, *7* — сервомоторы ЧВД, ЧСД и ЧНД; *8* — золотники автомата безопасности; *9* — разделитель мембранный; *10* — ЭГП; *А* — воздействие на золотники автомата безопасности электрозащиты турбины и блока; *Б* — импульсная линия к автоматическим затворам ЧВД и ЧСД; *ЭА* — сигнал от выключателя генератора; *ЭРТН* — электронный регулятор тепловой нагрузки; *РЗ* — ручной задатчик; импульсы: $p_{св}$ — по давлению свежего пара; p_0 — по давлению в отборе; $t_{в.б}$ — по температуре сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя; $t_{н.б}$ — то же для нижнего сетевого подогревателя: $t_{об}$ — по температуре обратной сетевой воды

нами системы являются два сервомотора регулирующих клапанов ЦВД, два сервомотора регулирующих клапанов ЦСД и сервомотор регулирующей диафрагмы. Клапаны ЦСД работают только в диапазоне малых нагрузок, а также для удержания турбины на холостом ходу при резком сбросе нагрузки. Работой этих органов управляют мембранно-ленточный регулятор частоты вращения и регулятор давления. В системе регулирования предусмотрены электронный регулятор тепловой нагрузки, обеспечивающий регулирование режима установки подогрева сетевой воды, и электрогидравлический преобразователь, повышающий быстродействие системы.

Система защиты турбины от разгона включает сдвоенный кольцевой автомат безопасности, его золотники и гидравлические связи, обеспечивающие при разгоне ротора посадку стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и закрытие регулирующей диафрагмы. При закрытии стопорных клапанов ЦВД подается сигнал на принудительное закрытие обратных клапанов на линиях теплофикационных и нерегулируемых отборов.

В настоящее время ТМЗ выпускает базовую турбину Т-255/305-23,5-5, на основе которой разработан ряд модификаций турбины (табл. 9.7), предназначенных для установки на ТЭЦ очень больших городов.

Турбины Т-250/305-23,5-Д и Т-250/305-23,5-ДБ предназначены для так называемого дальнего теплоснабжения, когда ТЭЦ располагается в 30—35 км от города. Она имеет трехступенчатый подогрев сетевой воды до температуры 150 °С. Турбина Т-250/305-23,5-ДБ предназначена для использования в бездеаэраторных тепловых схемах (см. рис. 7.2).

Модификация Т-260/300-23,5-С выполнена с пониженным коэффициентом теплофикации (до 0,3) и обеспечивает сниженный нагрев сетевой воды (до 106 °С.)

В турбоустановке с турбиной Т-250/300-23,5 используются такие же сетевые подогреватели, как и в турбине Т-185/220-12,8.

Конденсатор турбины Т-250/300-23,5 представлен на рис. 5.6.

Таблица 9.7

Основные показатели модификаций турбин Т-250/300-23,5

Показатель	Модификация			
	Т-255/305-23,5-5	Т-250/305-23,5-Д	Т-260/300-23,5-С	Т-250/305-23,5-ДБ
Мощность, МВт:				
номинальная	260	250	260	250
максимальная	305	305	300	305
на конденсационном режиме	305	305	300	305
Расход свежего пара, т/ч:				
номинальный	980	980	955	980
максимальный	1000	1000	980	1000
Параметры свежего пара:				
давление, МПа	23,5			
температура °С	540/540			
Тепловая нагрузка, Гкал/ч:				
номинальная	360	350	350	350
максимальная	370	415	360	415
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, кПа:				
в первом (нижнем) отопительном	50—150	50—350	50—100	50—350
во втором (верхнем) отопительном	60—200	60—400	50—150	60—400
в третьем	—	300—850	—	300—850
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	940			
Число ступеней:				
ЦВД	12			
ЦСД-1	10			
ЦСД-2	6×2	5×2	6×2	5×2
ЦНД	3×2			
Охлаждающая вода:				
расчетная температура, °С	20			
расчетный расход, $м^3/ч$	28 000			
Поверхность охлаждения конденсатора, $м^2$	14 000			
Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + 5ПНД	3ПВД + Д + 4ПНД	3ПВД + Д + 5ПНД	2ПВД + 5ПНД
Расчетная температура питательной воды, °С	265	265	263	265
Максимальный расход сетевой воды, $м^3/ч$	8000	8000	16 000	8000

Примечание. На ТЭЦ работают две реконструированные турбины Т-250/300-23,5, которые после реконструкции соответствуют турбинам Т-260/300-23,5-С.

9.2. ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

9.2.1. Турбина Т-180/210-12,8-1

Данные по теплофикационным турбинам ЛМЗ представлены в табл. 9.8.

Турбина Т-180/210-12,8-1 номинальной мощностью 180 МВт рассчитана на параметры свежего пара 12,8 МПа и 540 °С, температуру промперегрева 540 °С и давление в конденсаторе 8,65 кПа. Частота вращения турбины 50 1/с. Турбина имеет двухступенчатый теплофикационный отбор, обеспечивающий тепловую нагрузку 1089 ГДж/ч.

Важным достоинством турбины является возможность работать с максимальным расходом пара 600 т/ч, обеспечивающим мощность 210 МВт при конденсационном режиме. Это позволяет не только эффективно использовать турбину в начальный период эксплуатации, когда тепловые сети еще не готовы, но и активно привлекать ее к покрытию переменной части графика нагрузки в летний период, когда тепловая нагрузка мала.

Проектирование турбины Т-180/210-12,8-1 велось на основе хорошо проверенной в эксплуатации турбины К-210-12,8-3, чем объясняется большая унификация деталей, узлов и даже цилиндров.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 9.16. Свежий пар проходит ЦВД, промежуточный перегреватель котла и ЦСД. Система регенеративного подогрева питательной воды включает кроме холодильников эжекторов и эжекторов уплотнений четыре ПНД поверхностного типа, деаэратор на 0,7 МПа и три ПВД. Данные по параметрам пара в регенеративных отборах представлены в табл. 9.9.

От котла по двум паропроводам пар подводится к двум стопорным клапанам. Перед ними установлена перемычка для выравнивания давления между паропроводами. Пройдя паровые сита и стопорные клапаны, пар поступает к четырем регулирующим клапанам. За стопорными клапанами также выполнена перемычка, позволяющая проводить поочередную проверку работы стопорных клапанов без прекращения подачи пара в турбину.

Турбина (рис. 9.17) имеет сопловое парораспределение: каждый из четырех регулирующих клапа-

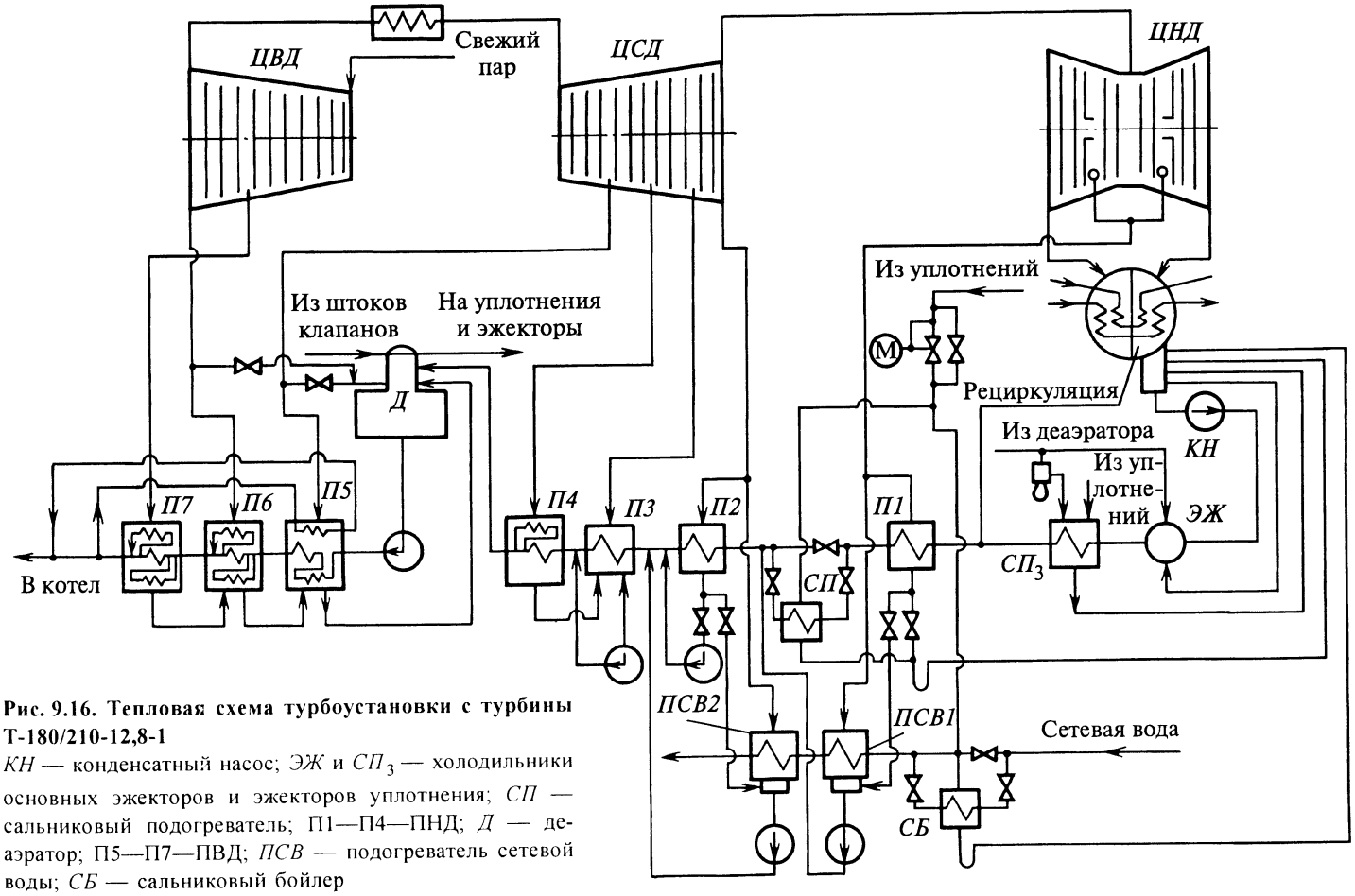


Рис. 9.16. Тепловая схема турбоустановки с турбины Т-180/210-12,8-1

КН — конденсатный насос; *ЭЖ* и $СП_3$ — холодильники основных эжекторов и эжекторов уплотнения; *СП* — сальниковый подогреватель; П1—П4—ПНД; *Д* — деаэратор; П5—П7—ПВД; *ПСВ* — подогреватель сетевой воды; *СБ* — сальниковый бойлер

Таблица 9.8

Основные параметры теплофикационных турбин ЛМЗ

Показатель	Турбина			
	Т-180/210-12,8-1	Т-180/215-12,8-2	ПТ-80/100-12,8/1,3	ПТ-60/75-12,8/1,3
Мощность МВт:				
номинальная	180	180	80	60
максимальная	210	215	100	75
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50
Начальные параметры пара:				
давление, МПа	12,8	12,8	12,8	12,8
температура, °С	540	540	555	565
Параметры пара после промежуточного перегрева:				
давление, МПа	2,49	2,49	—	—
температура, °С	540	540	—	—
Пределы изменения давления пара в регулируемом отборе, кПа				
верхнем	59—196	59—196	49—245	—
нижнем	49—147	49—147	29—98	70—250
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	1089	1089	284	—
Номинальный расход отбираемого пара, кг/с				
производственный	—	—	51,3	38,9
теплофикационный	128	128	—	—
Число отборов пара на регенерацию	7	7	7	7
Температура питательной воды, °С	248	248	249	247
Давление пара за турбиной, кПа	8,65	6,27	—	—
Расход охлаждающей воды через конденсатор, т/ч	22 000	22 000	8000	—
Расчетная температура охлаждающей воды, °С	27	20	20	—
Максимальный расход свежего пара, кг/с	186	186	130	—
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦНД
Конструктивная схема проточной части:				
ЦВД	1р + 11	1р + 11	+ р + 16	1р + 16
ЦСД (ЧСД)	11	11	1р + 9	1р + 8
ЦНД (ЧНД)	2 × 4	2 × 4	1р + 2	1р + 3
Число выходов пара	2	2	1	1
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	640	755	665	655
Средний диаметр последней ступени, мм	2090	2205	2000	—
Длина турбины, м	20735	20735	14845	—
Удельный расход пара, кг/(кВт · ч)	3,65	3,65	3,6	—
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,75	2,75	3,53	—
Удельная масса турбины с конденсатором, кг/кВт	4,07	4,07	4,32	—

Таблица 9.9

Характеристики регенеративных отборов пара

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора				Количество отбираемого пара, т/ч	
	Давление, МПа		Температура, °С			
	Т-180/210-12,8	Т-180/215-12,8	Т-180/210-12,8	Т-180/215-12,8	Т-180/210-12,8	Т-180/215-12,8
ПВД № 7	4,12	4,12	386	386	31,6	31,8
ПВД № 6	2,72	2,72	333	333	49,9	50,3
ПВД № 5 (деаэратор)	1,26	1,26	447	447	17,9—2,9	18,1—3,0
ПНД № 4	0,658	0,658	360	360	28,5	28,7
ПНД № 3	0,259	0,259	249	249	21,8	22,0
ПНД № 2	0,098	0,098	152	152	7,8	8,0
ПНД № 1	0,049	0,049	98	98	1,6	1,9

нов подает пар к одной из сопловых коробок, вваренных в корпус. Сопловые сегменты первой (регулирующей) ступени установлены в сопловых коробках. Пройдя регулирующую ступень и 11 промежуточных, пар по двум паропроводам («холодным» ниткам) направляется в промежуточный перегреватель котла, откуда поступает к двум блокам стопорных клапанов ЦСД. Для выравнивания давления между «горячими» нитками паропровода промежуточного перегрева предусмотрена перемычка.

Пройдя стопорные клапаны, пар по четырем перепускным трубам поступает к четырем регулирующим клапанам ЦСД, работа которых отличается от работы регулирующих клапанов ЦВД: клапаны ЦСД регулируют расход пара через ЦСД только до нагрузки 30 %; их работа особенно важна при резких сбросах нагрузки с отключением электрического генератора от сети, когда без них невозможно удержать турбину на холостом ходу. При больших нагрузках регулирующие клапаны ЦСД практически полностью открыты и в регулировании мощности ЦСД не участвуют.

После регулирующих клапанов пар поступает в паровую коробку ЦСД и затем проходит 11 ступеней. Из выходного патрубка ЦСД пар по ресиверным трубам направляется в двухпоточный ЦНД и ПСГ-2.

Последняя ступень ЦСД имеет усиленные рабочие лопатки из-за весьма тяжелых условий работы. Дело заключается в том, что из выходного патрубка ЦСД, т.е. за его последней ступенью, осуществляется верхний теплофикационный отбор на II ступень сетевого подогревателя, давление в котором может изменяться в пределах 60—200 кПа. Это обусловливает изменение в широких пределах изгибных напряжений в лопатках последней ступени ЦСД.

ЦНД — двухпоточный, каждый из потоков имеет четыре ступени. Между второй и третьей ступенями выполнена камера, из которой осуществляется нижний теплофикационный отбор на подогрев сетевой воды. Регулирование расхода пара в отборы осуществляется поворотными диафрагмами. Размещение промежуточного отсека (группы ступеней между верхним и нижним теплофикационными отборами) в двухпоточном цилиндре (вместо размещения в однопоточном ЦСД) весьма целесообразно, так как при этом, несмотря на изменение давлений в отсеке в широком диапазоне при изменении отборов на сетевые подогреватели осевое усилие на упорный подшипник практически не меняется. Однако это удваивает число ступеней промежуточных отсеков, удлиняет РНД и удорожает его.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Остальные роторы соединены жесткими насадными муфтами.

Между ЦВД и ЦСД установлен комбинированный опорно-упорный подшипник.

Ротор ЦВД — цельнокованый, из стали Р2МА. В центре ротора для контроля качества поковки и осмотра во время капитальных ремонтов выполнено сверление.

Ротор ЦСД — комбинированный: передняя часть ротора — цельнокованая из стали Р2М, последние четыре диска — насадные, из стали 34ХН3М. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный диск (думмис). Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, остальных четырех ступеней — вильчатыми.

Переднее концевое уплотнение ЦСД аналогично концевым уплотнениям ЦВД. Заднее уплотнение

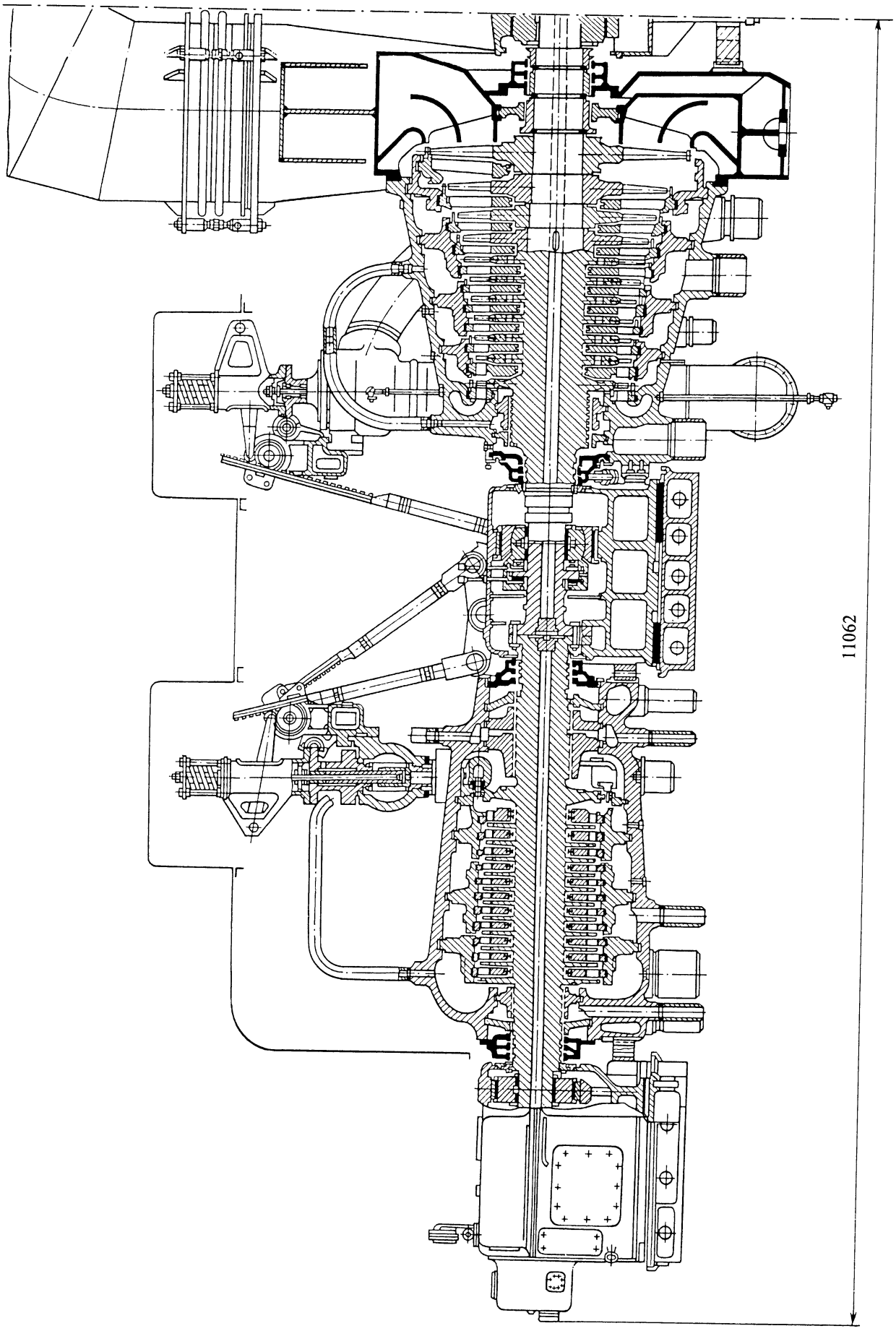


Рис. 9.17. Продольный разрез турбины паровой Т-180/210-12,8

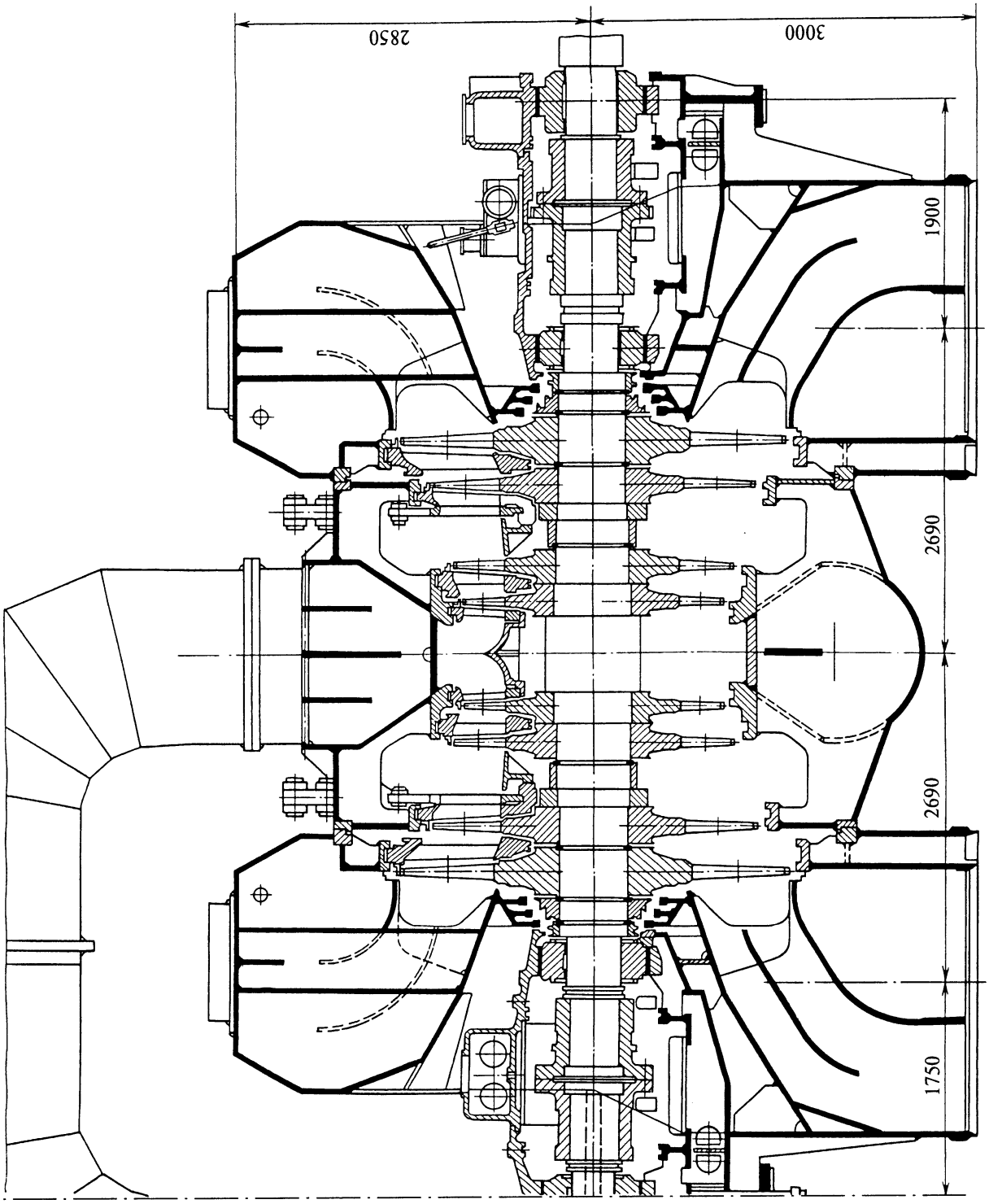


Рис. 9.17 (окончание)

ЦСД сделано на втулках, насаженных на вал в горячем состоянии.

Ротор ЦНД — сборный: на вал из стали Р2М насажены в горячем состоянии диски из стали 34ХН3М. Диски не имеют осевых шпонок. Крутящий момент в случае временного ослабления посадки передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между дисками, центральной частью вала увеличенного диаметра, шпоночным кольцом и насадными втулками концевых уплотнений. Лопатки последних ступеней имеют стеллитовые напайки на входной кромке в периферийной части для защиты от эрозии. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками.

Концевые уплотнения выполнены на насадных втулках аналогично заднему уплотнению ЦСД.

Нижняя половина и крышка корпуса ЦВД отлиты из стали 15Х1МФЛ. Корпус — одностенный, с вваренными сопловыми коробками. Диафрагмы установлены в обоймах. Сегменты всех концевых уплотнений также установлены в обоймах. Диафрагмы — сварной конструкции.

Корпус ЦСД имеет фланцевый горизонтальный и один вертикальный (технологический) разъемы. Передняя часть ЦСД отлита из стали 15Х1М1ФЛ, задняя часть (выходной патрубок) сварена из листовой углеродистой стали.

Регулирующие клапаны ЦСД установлены на корпусе. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД расположены непосредственно в расточке корпуса. Диафрагмы размещены в обоймах, между которыми в нижней половине корпуса выполнены патрубки для отборов пара.

Корпус ЦНД — сварной; он состоит из трех частей: средней и двух симметричных выходных.

На рис. 9.7 показана схема тепловых расширений турбины.

Корпус ЦВД опирается на приливы корпусов подшипников и фиксируется по отношению к ним в осевом направлении поперечными шпонками. Корпус ЦСД подобным же образом опирается на средний подшипник и приваренные горизонтальные площадки на корпусе ЦНД. Корпуса ЦВД и ЦСД сопрягаются со смежными корпусами подшипников посредством вертикальных шпонок (на рис. 9.7 не показаны).

Турбина опирается на фундамент корпусами переднего и среднего подшипников и опорным поясом корпуса ЦНД.

Фикспункт турбины расположен на опорной раме ЦНД. От фикспункта корпуса цилиндров и подшипников могут свободно расширяться в продольном направлении, скользя по горизонтальным шпонкам, установленным на фундаментных рамах.

Из ЦНД пар поступает в однокорпусный конденсатор, разделенный по пару вертикальной перегородкой на две половины. Каждая из них присоединяется своим переходным патрубком к соответствующему потоку ЦНД, имеет свой основной и встроенный теплофикационный пучки для подогрева сетевой или подпиточной воды. Обе половины конденсатора по охлаждающей воде соединены последовательно; таким образом, он является двухсекционным двухходовым конденсатором, обеспечивающим повышение экономичности турбоустановки на 0,15—0,3 % по сравнению с односекционным конденсатором.

9.2.2. Турбина Т-180/215-12,8-2

Турбина Т-180/215-12,8-2 спроектирована на более низкую температуру охлаждающей воды (20 вместо 27 °С у турбины Т-180/210-12,8-1 — см. табл. 9.8). Это позволило увеличить мощность турбины на конденсационном режиме с 210 до 215 МВт, но потребовало увеличить размеры последней ступени: длина ее лопатки составляет 755 мм при среднем диаметре 2,205 м. В остальном конструкция турбины осталась такой же, как и Т-180/210-12,8-1.

Глава десятая

ТУРБИНЫ С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

10.1. ОСОБЕННОСТИ ТУРБИН С ДВУМЯ ОТБОРАМИ

Турбина с двумя промежуточными отборами пара отличается от турбины с одним регулируемым отбором пара наличием второго регулируемого отбора. Обычно такие турбины выполняются с конденсацией, отбор низкого давления используется для нагрева сетевой воды, а отбор высокого давления — для промышленных целей.

Конструктивно турбина с двумя отборами пара состоит из ЧВД, ЧСД и ЧНД. Регулирующие клапаны ЧВД задают общий расход пара на турбину. Регулирующие клапаны ЧСД (или регулирующая диафрагма) распределяют поток пара между потребителем пара высокого давления и ЧСД, а регулирующие клапаны ЧНД (или регулирующая диафрагма) — между потребителем пара низкого давления и ЧНД. Пар, поступающий в ЧНД, в дальнейшем направляется в конденсатор.

Система регулирования турбин с двумя отборами пара выполняется связанной и позволяет независимо регулировать давление в двух отборах и мощность турбины. Принцип работы такой системы регулирования показан на рис. 10.1.

Прежде всего, система регулирования поддерживает постоянной (в пределах степени неравномерности) частоту вращения, изменяя электрическую нагрузку без изменения давлений в отборах (в пределах степени неравномерности), т.е. поддерживая расходы пара в отбор постоянными. Например, при увеличении частоты вращения точки *C* и *H* остаются неподвижными, а точка *E* рычага *AC* поднимается, и рычаги *BH* и *FH* поворачиваются вокруг точки *H*. Это приведет к частичному закрытию клапанов ЧВД, ЧСД и ЧНД, и при соответствующем подборе размеров рычагов расходы пара в отбор не изменяются.

Наоборот, при изменении какого-либо из отборов, например, при увеличении промышленного отбора, точка *C* рычага *AC* будет смещаться вниз, а точки *E* и *H* останутся неподвижными. Это ведет к открытию клапанов ЧВД и прикрытию клапанов ЧСД и ЧНД и позволяет увеличить расход пара в промышленный

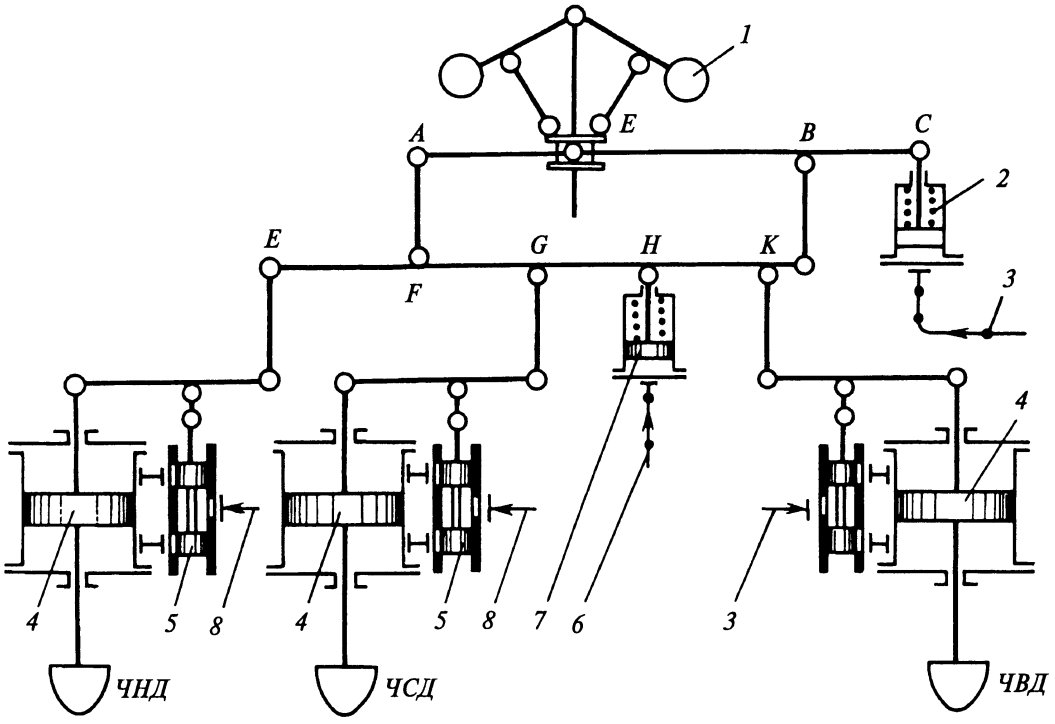


Рис. 10.1. Принципиальная схема регулирования турбины с двумя регулируемыми отборами

1 — регулятор частоты вращения; *2* — регулятор давления промышленного отбора; *3* — пар из патрубка промышленного отбора; *4* — сервомоторы; *5* — золотники; *6* — пар из патрубка теплофикационного отбора; *7* — регулятор давления теплофикационного отбора; *8* — масло под давлением от насоса

отбор, сохранив расход пара и теплофикационный отбор и электрическую мощность машины.

Аналогичным образом работает система регулирования и при изменении давления в теплофикационном отборе: рычаг *AC* поворачиваться не будет, а перемещение клапанов будет вызываться смещением точки *H*.

Турбина с двумя отборами может выполняться без конденсатора, а с противодавлением. Турбины этого типа строятся для возможности получения пара двух различных давлений, например 1 и 0,1 МПа, при одновременной выработке электрической энергии. В турбинах с промежуточным давлением пара и противодавлением из трех параметров (мощности, давлений в отборе и в выходном патрубке) можно независимо регулировать два из них. Если турбина работает параллельно с турбоагрегатами другого типа, например, с конденсационными турбинами, то последние обеспечивают выработку необходимой электрической мощности, а турбина с отбором пара и противодавлением работает только по тепловому графику: она обеспечивает отпуск пара двух заданных давлений; при этом электрическая мощность турбины не регулируется. Можно также потребовать от турбины вполне определенной мощности, но тогда возможно регулирование давления пара либо в промежуточном отборе, либо в выходном патрубке.

10.2. ТУРБИНЫ ТУРБОМОТОРНОГО ЗАВОДА

10.2.1. Турбина ПТ-50/60-12,8/0,7

Турбина ПТ-50/60-12,8/0,7 мощностью 50 МВт на начальные параметры пара 12,75 МПа и 565 °С и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 9.1) предназначена для выработки электроэнергии и отпуска пара при давлении 0,5—1,0 МПа (промышленный отбор) и для отопления (теплофикационный отбор). Последний выполнен двухступенчатым: давление в верхнем отопительном отборе составляет 60—250 кПа, а в нижнем 50—200 кПа. Расход пара через стопорный клапан равен 76,1 кг/с, номинальный производственный отбор составляет 32,8 кг/с.

На рис. 10.2 приведена тепловая схема турбоустановки, а на рис. 10.3 (см. с. 286, 287) продольный разрез турбины.

Турбина состоит из двух цилиндров. Свежий пар поступает в ЦВД, полностью унифицированный с ЦВД турбины Т-100-12,8 ТМЗ. Из выходного патрубка ЦВД пар направляется в ЧСД ЦНД, в которой расположено семь ступеней. Конструкция ЧСД ЦНД унифицирована с передней частью ЦНД турбины Т-50-12,8.

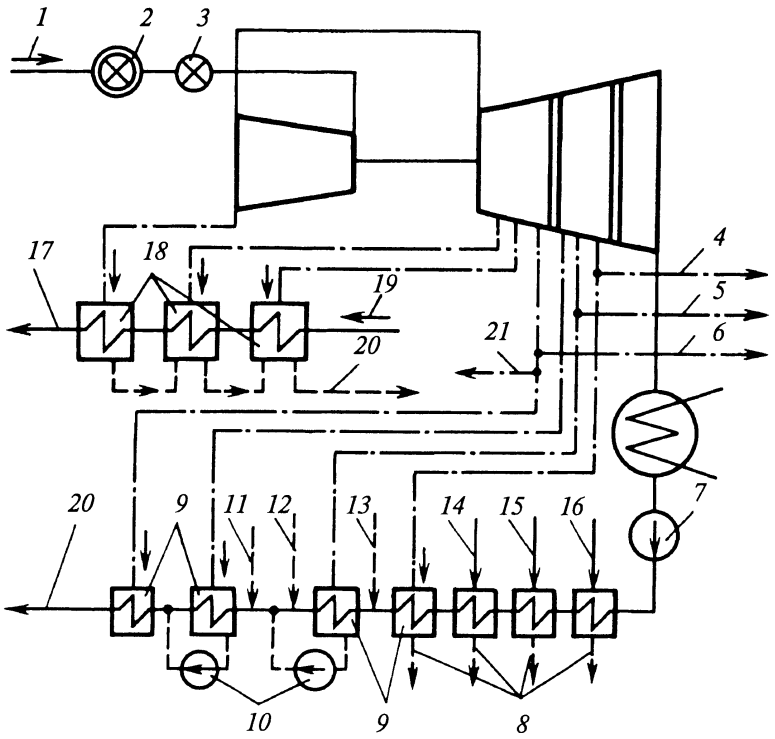


Рис. 10.2. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-50-12,8 ТМЗ

1 — свежий пар; *2* — стопорный клапан; *3* — регулирующие клапаны (4 шт.); *4*, *5* — пар на нижний и верхний сетевые подогреватели; *6* — пар промышленному потребителю; *7* — конденсатный насос; *8* — конденсат греющего пара в конденсатор; *9* — ПНД; *10* — сливные насосы; *11*, *12*, *13* — конденсат греющего пара соответственно из верхнего сетевого подогревателя, от промышленного потребителя и нижнего сетевого подогревателя; *14* — пар из уплотнений; *15*, *16* — выхлопной пар эжектора уплотнений и основного эжектора; *17* — питательная вода в котел; *18* — ПВД; *19* — питательная вода из питательного насоса; *20* — конденсат в деаэратор; *21* — пар на деаэратор

За седьмой ступенью ЧСД расположена регулирующая поворотная диафрагма, перед которой производится промышленный отбор. ЧСД состоит из регулирующей ступени, трех ступеней, после которых выполняется верхний теплофикационный отбор, и двух ступеней, за которыми расположен нижний теплофикационный отбор. Часть низкого давления ЦНД турбины полностью унифицирована с ЧНД ЦНД турбины Т-50-12,8.

Регенеративная система турбоустановки включает четыре ПНД, деаэратор и три ПВД. Температура подогрева питательной воды 230 °С.

Системы маслоснабжения и смазки не имеют принципиальных отличий от аналогичных систем турбины Т-50-12,8 ТМЗ.

10.2.2. Турбины типа ПТ-140/165-12,8/1,5

Сначала ТМЗ выпустил турбину ПТ-135/165-12,8/1,5 с номинальной мощностью 135 МВт, на начальные параметры пара 12,8 МПа и 555 °С, частоту вращения 50 1/с. Турбина имеет три регулируемых отбора пара.

В настоящее время завод выпускает две модификации турбин ПТ-140/165-12,8/1,5, основные параметры которых представлены в табл. 9.1 и 10.1.

Турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и ПТ-140/165-12,8/1,5-3 спроектированы на одинаковый расход охлаждающей воды 13 500 $м^3$/ч, но на разную расчетную температуру соответственно 20 и 27 °С. Поэтому длины лопаток последней ступени у этих турбин различны: соответственно 830 и 650 мм. Разным является и число ступеней в ЧНД (за нижним теплофикационным отбором): три у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и две у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-3.

Тепловая схема у обеих модификаций одинакова и показана на рис. 10.4.

Регенеративная система турбоустановки включает подогреватели, утилизирующие теплоту пара из уплотнений и эжекторов, четыре ПНД, деаэратор и три ПВД. Подогреватели низкого давления питаются греющим паром из ЦНД турбины, а ПВД и деаэратор — из ЦВД. Параметры пара в камерах отборов приведены в табл. 10.2.

В сетевой установке используются горизонтальные сетевые подогреватели типа ПСГ-1300-3-8-II (см. рис. 6.4).

На рис. 10.5 (см. с. 290, 291) показан продольный разрез турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2.

Из паропровода пар поступает к двум стопорным клапанам, от которых направляется к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД, который полностью унифицирован с турбиной Р-100-12,8/1,5 ТМЗ. Производственный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЦВД. Из перепускных труб пар поступает к четырем регулирующим клапанам ЧСД на входе во второй цилиндр. Пройдя одновенечную регулирующую и шесть нерегулируемых ступеней ЧСД, пар поступает в камеру, из которой производится первый отопительный отбор; расход в него регулируется поворотной диафрагмой с дроссельным пораспределением. Далее пар расширяется в двух ступенях, за которыми осуществляется второй отопительный отбор: расход в него определяется открытием второй регулирующей диафрагмы, установленной перед ЧНД.

Следует подчеркнуть, что термины «первый» и «второй» отопительный отборы в данном случае являются несколько условными: при раздельном регулировании расхода пара в названные отопительные отборы первый отбор по существу может рассматриваться как производственный. Отключение регулирования давления в любом из отопительных отборов позволяет осуществлять двухступенчатый подогрев сетевой воды.

Каждый из роторов валопровода лежит в двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД — комбинированный опорно-упорный, с симметричными упорными сегментами. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами; полумуфты роторов турбины откованы заодно с валами.

Ротор ЦНД — комбинированный: диски первых шести ступеней откованы заодно с валом, остальные диски — насадные. Для уменьшения осевого усилия на валу в области переднего концевого уплотнения ЦНД выполнен ступенчатый разгрузочный диск больших размеров.

Корпус ЦНД кроме горизонтального имеет два технологических разъема. Передняя и средняя части — литые, задняя — сварная. Все диафрагмы установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

С учетом работы в области значительной влажности из-за отсутствия промежуточного перегрева пара лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (830 мм для температуры охлаждающей

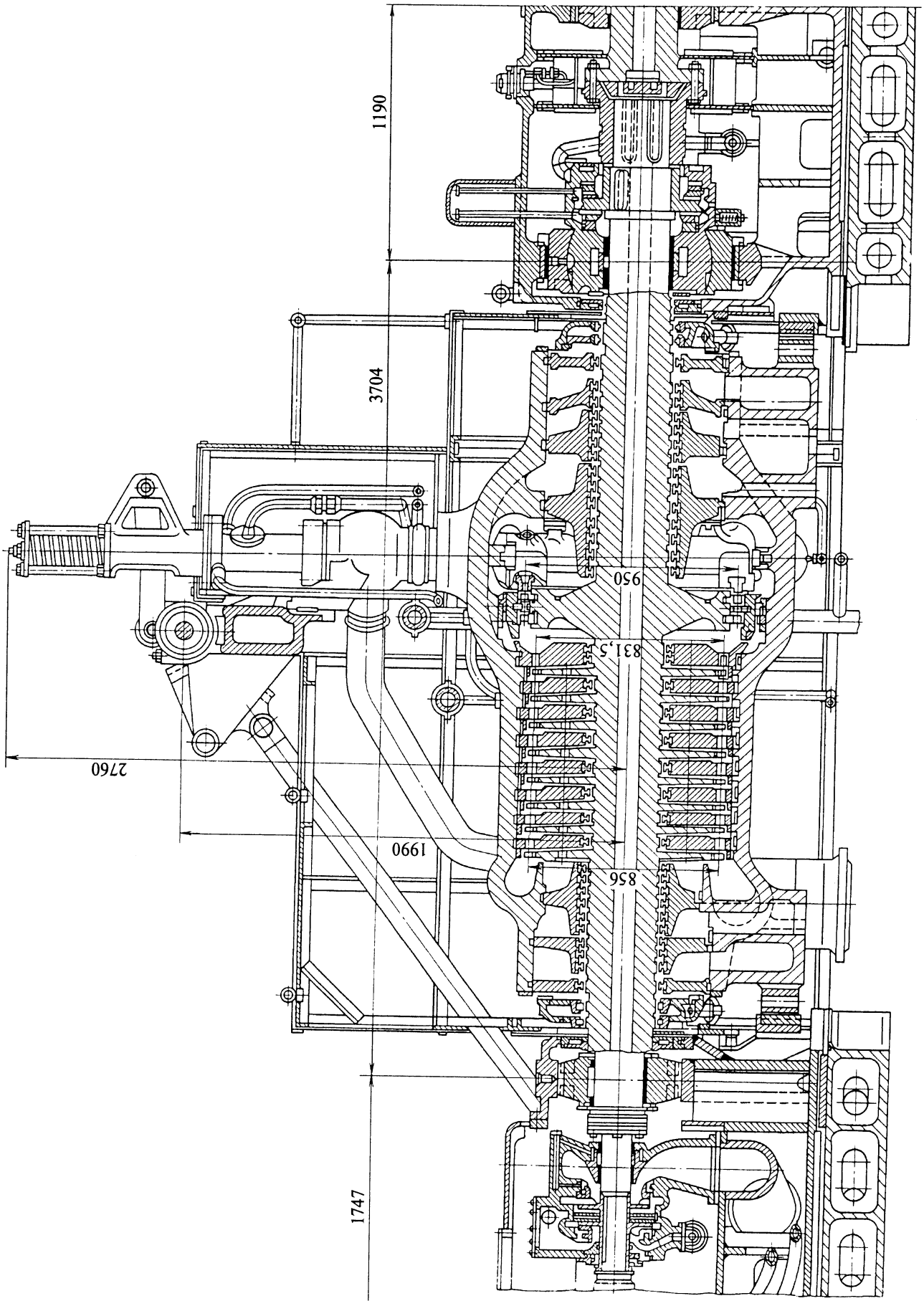


Рис. 10.3. Турбина ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ

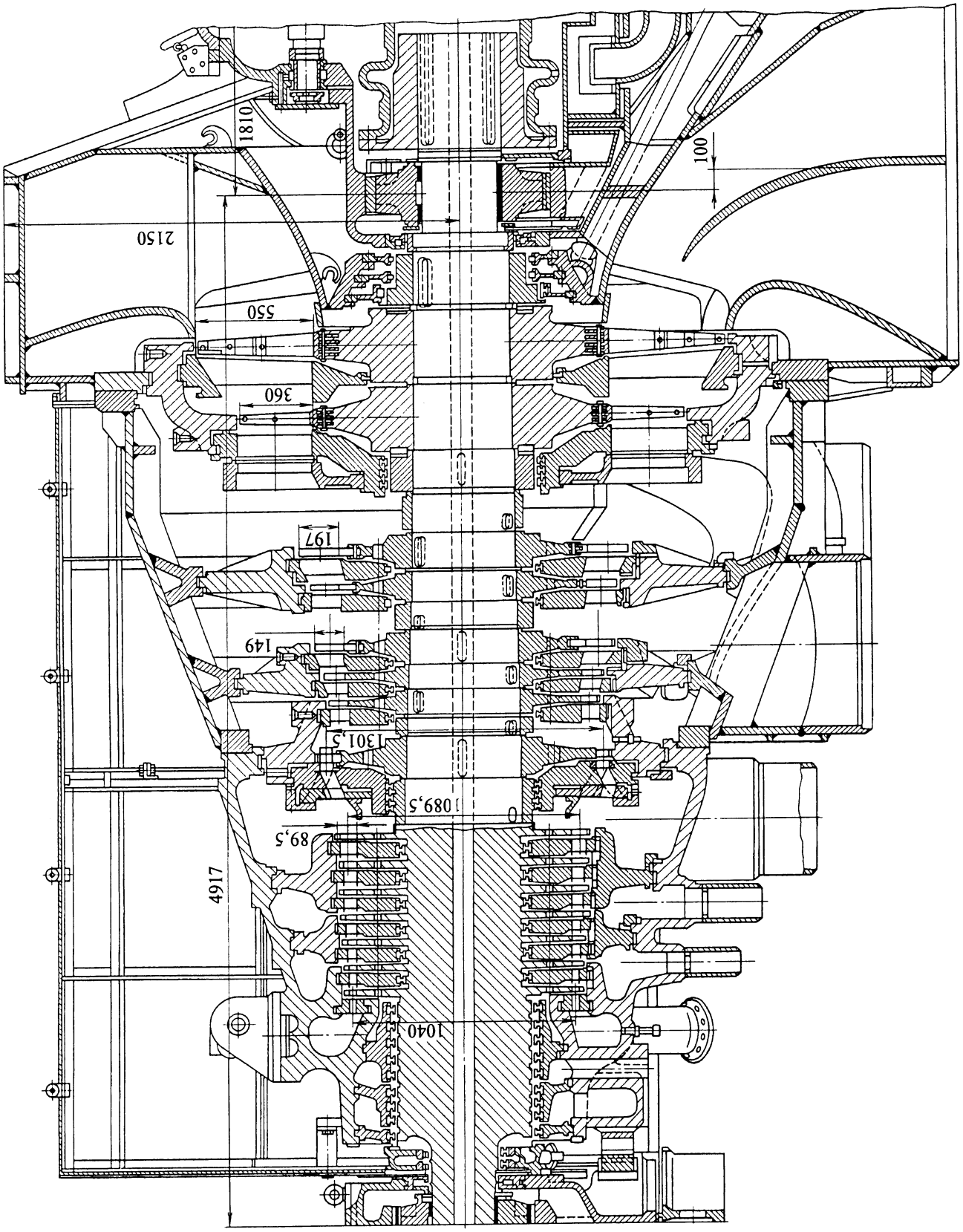


Рис. 10.3 (окончание)

Таблица 10.1

Основные показатели модификаций турбин ПТ-140/165-12,8/1,5

Показатель	Модификация	
	ПТ-140/165-12,8/1,45-2	ПТ 140/165-12,8/1,45-3
Мощность, МВт:		
номинальная	142	143
максимальная	167	167
на конденсационном режиме	120	120
Расход свежего пара, т/ч:		
номинальный	788	788
максимальный	810	810
Параметры свежего пара:		
давление, МПа	12,8	12,8
температура, °С	555	555
Тепловая нагрузка: производственная, т/ч:		
номинальная	335	335
максимальная	500	500
отопительная, Гкал/ч:		
номинальная	115	120
максимальная	140	140
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, МПа:		
производственном	1,2—2,1	
верхнем отопительном	0,06—0,25*	
нижнем отопительном	0,04—0,12	
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	830	660
Число ступеней:		
ЦВД	13	13
ЦНД	12	11
Давление в конденсаторе, кПа	6,3	8,8
Охлаждающая вода:		
расчетная температура, °С	20	27
расчетный расход, $м^3/ч$	13 500	13 500
Поверхность охлаждения конденсатора, $м^3$	6000	6000
Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + + 4ПНД	3ПВД + Д + + 4ПНД
Расчетная температура питательной воды, °С	232	232

* При независимом регулировании давления в обоих отопительных отборах давление в верхнем отопительном отборе может измениться в пределах 0,09—0,25 МПа.

воды 20 °С), что обеспечивает ее надежность против эрозионного износа.

Опирание корпуса турбины на подшипники и фундаментные рамы и система тепловых расширений аналогичны таковым для турбины Т-50-12,8 ТМЗ.

Система регулирования турбины выполнена электрогидравлической. Ее гидравлическая часть не имеет принципиальных отличий от системы регулирования турбины Т-50-12,8 ТМЗ, однако следует иметь ввиду, что рассматриваемая турбина имеет четыре регулируемых параметра (давление в трех отборах и электрическую мощность).

Система регулирования обеспечивает все режимы, важные для турбины с отборами пара. В частности, эта турбина может работать как турбина с двумя отборами, если диафрагма верхнего отопительного отбора открыта полностью, а соответствующий регулятор давления отключен. Полное закрытие диафрагмы ЧНД позволяет осуществить режим работы с противодавлением: при этом тепло пара, пропускаемого через ЧНД для вентиляции, используется для подогрева сетевой или подпиточной воды. В этом случае, конечно, турбина не будет участвовать в регулировании частоты сети.

Электрическая часть системы регулирования обеспечивает хорошее качество регулирования мощности и давления в отборах и ускоряет срабатывание системы защиты в аварийных ситуациях.

На рис. 10.6 (см. с. 292) показан конденсатор турбины. Его трубная система состоит из основного и встроенного теплофикационного пучков со своими подводами и отводами охлаждающей воды и отсосами паровоздушной смеси.

Таблица 10.2

Параметры пара в регенеративных отборах турбины ПТ-140/165-12,8/1,45

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД № 7	3,36	375	36,4
ПВД № 6	2,28	325	36,4
ПВД № 5	1,47	275	35,3 + 4,8*
Деаэратор	1,47	275	11,2
ПНД № 4	0,53	183	32,1
ПНД № 3	0,25	127	32,7
ПНД № 2	0,08	—	8,4
ПНД № 1	0,02	—	—

* 4,8 — пар из уплотненной трубы.

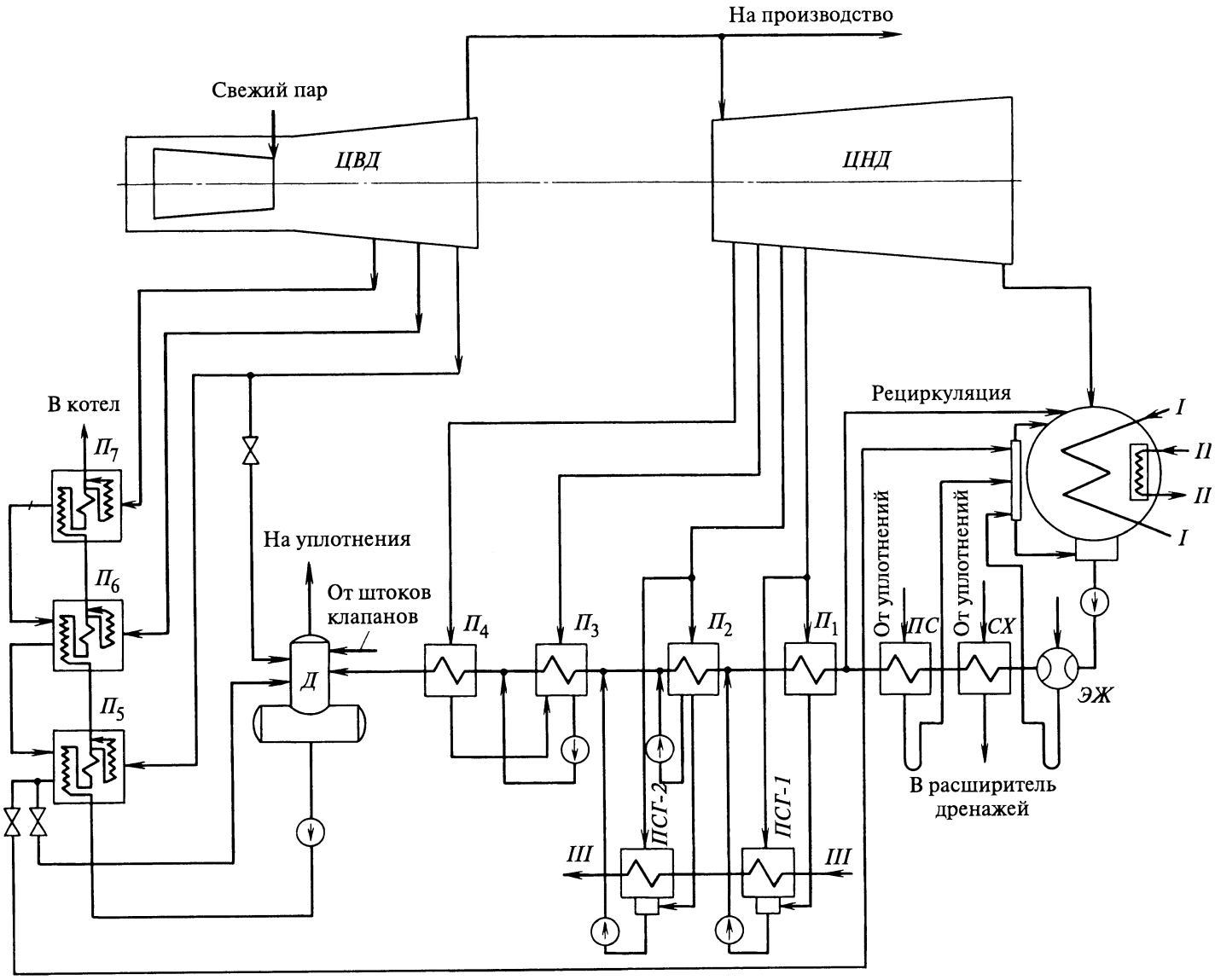


Рис. 10.4. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-140/165-12,8/1,5-2
СХ — сальниковый холодильник; *ПС* — подогреватель сальниковый; *ЭЖ* — эжектор; $П_1$—$П_4$ — ПНД; *Д* — деаэратор; $П_5$—$П_7$ — ПВД; *I*—*I* — циркуляционная вода; *II*—*II* — подпиточная вода теплосети; *III*—*III* — сетевая вода

10.3. ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

10.3.1. Турбина ПТ-60/75-12,8/1,3

Турбина ПТ-60/75-12,8/1,3 номинальной мощностью 60 МВт, с двумя отборами пара спроектирована на начальные параметры пара 12,8 МПа и 565 °С и частоту вращения 50 1/с. При номинальной мощности и нулевом отопительном отборе производственный отбор можно увеличить до 69,4 кг/с (см. табл. 9.8). Наоборот, при нулевом производственном отборе и номинальной мощности отопительный отбор можно увеличить до 33,3 кг/с.

На рис. 10.7 показана тепловая схема турбоустановки. Регенеративная система турбины имеет четыре ПНД, деаэратор и три ПВД, за которыми температура питательной воды при номинальном режиме составляет 247 °С. Типы и количество подогревателей сетевой воды выбираются при проектировании ТЭЦ. Нагрев сетевой воды — одноступенчатый.

От стопорного клапана пар подводится к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД турбины (рис. 10.8). Турбина имеет комбинированное парораспределение: при нормальных расходах пара через ЦВД пар подводится последовательно через четыре группы сопл к регулирующей ступени, а для перегрузки обводной

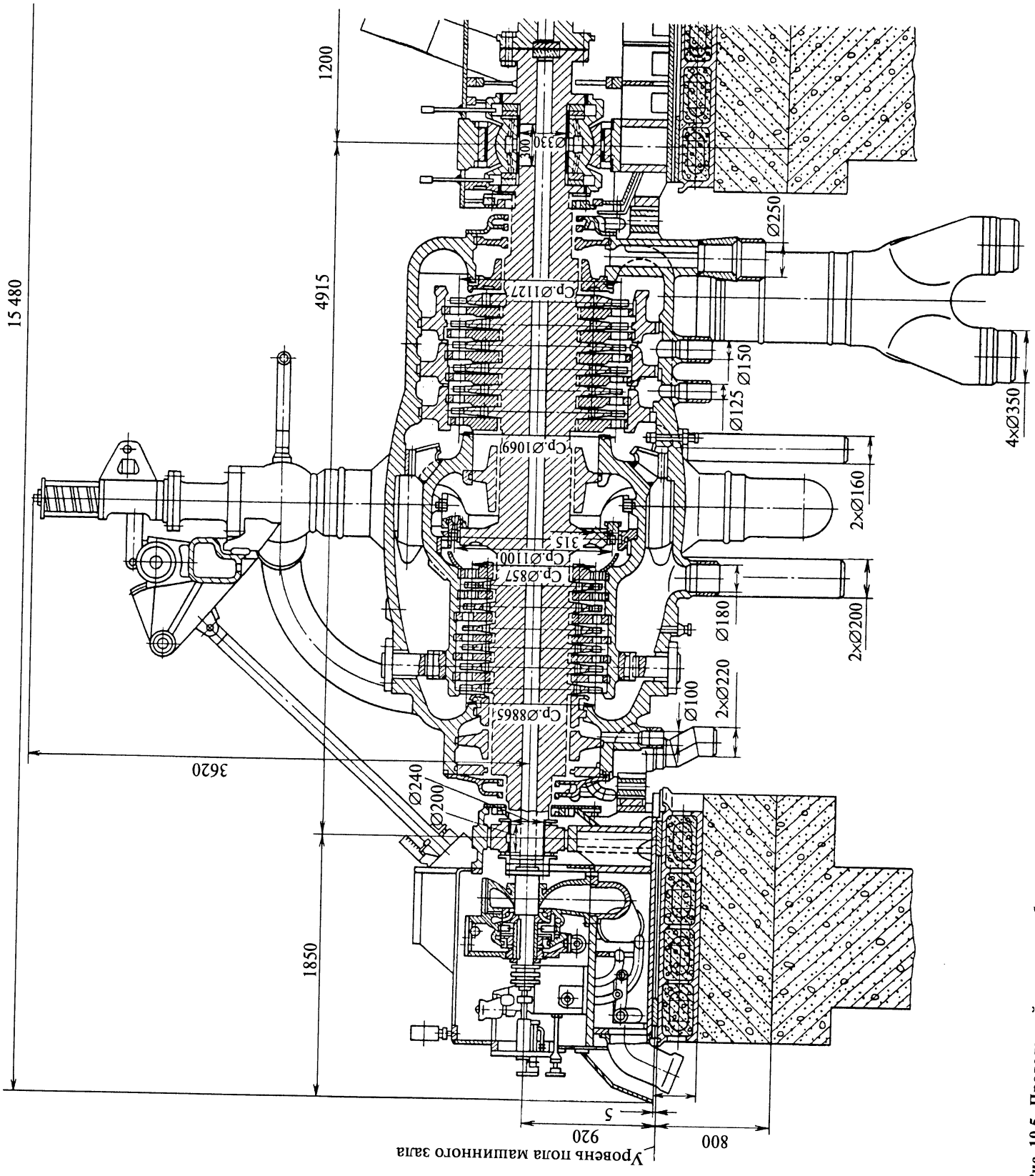


Рис. 10.5. Продольный разрез турбины паровой ПТ-140/165-12,8/1,5-2

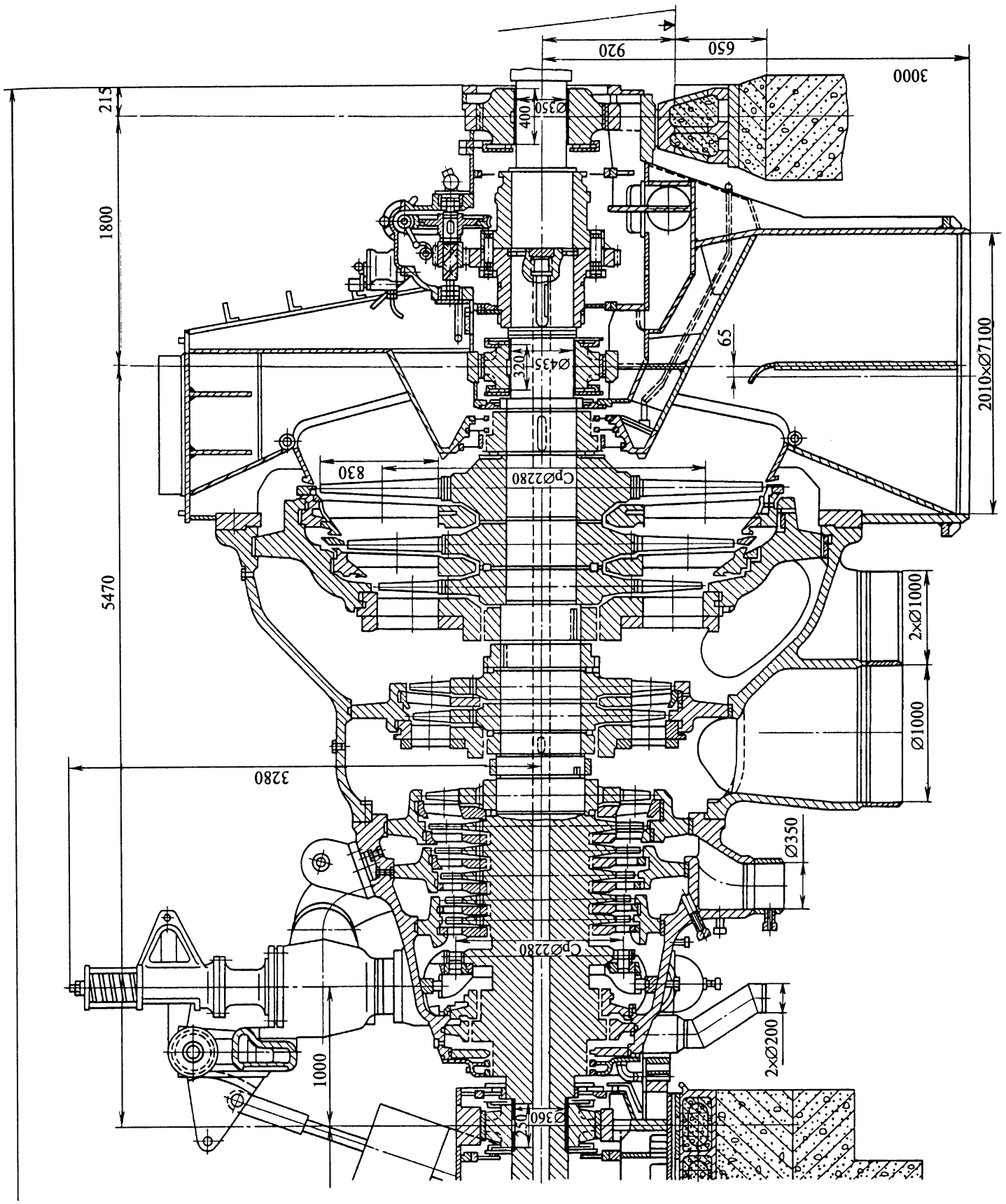


Рис. 10.5 (окончание)

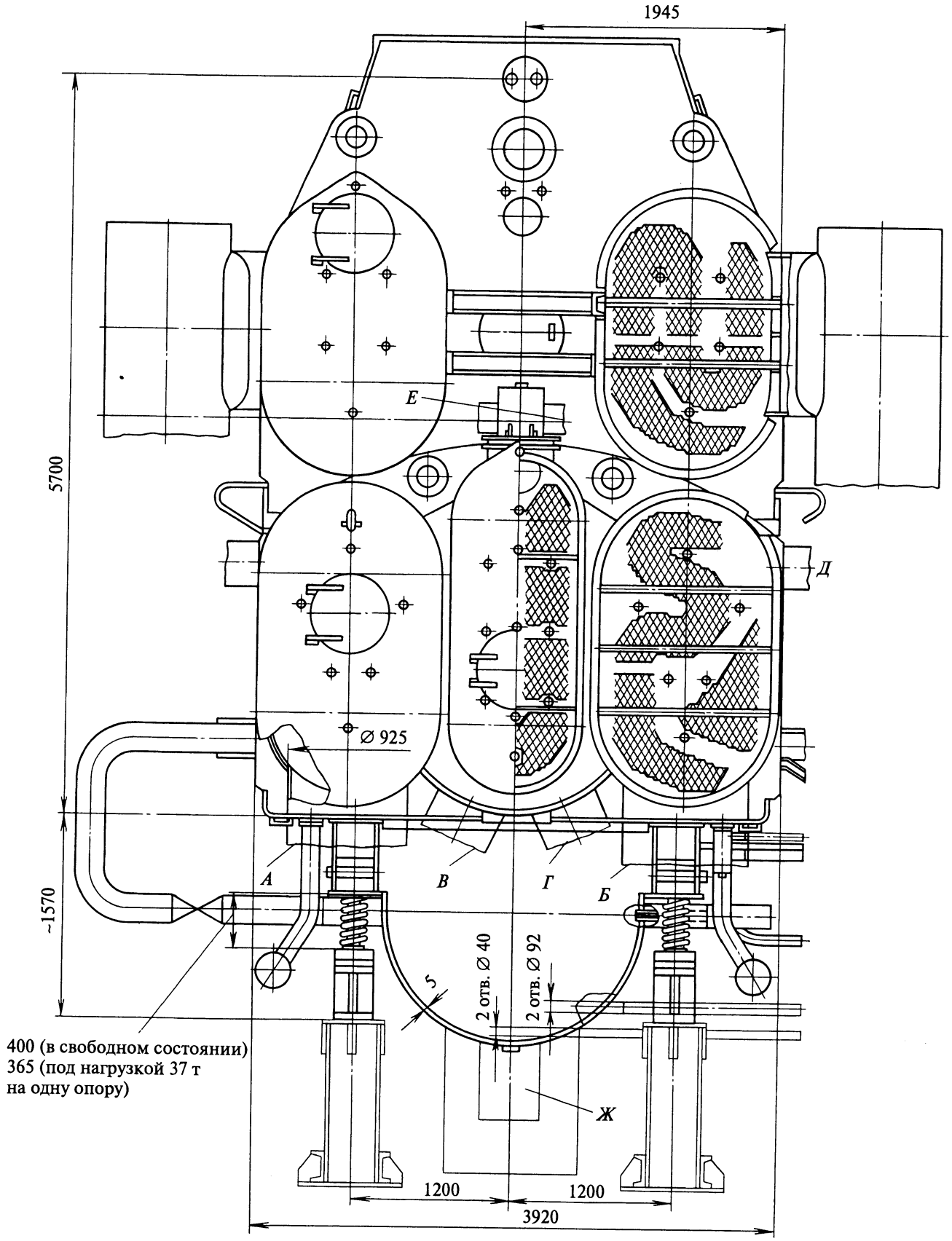


Рис. 10.6. Конденсатор турбины ПТ-135/165/-12,8/1,5

А — подвод охлаждающей воды к основному пучку; *Б* — отвод охлаждающей воды от основного пучка; *В* — подвод охлаждающей воды к встроенному пучку; *Г* — отвод охлаждающей воды от встроенного пучка; *Д* — отвод паровоздушной смеси от основного пучка; *Е* — отвод паровоздушной смеси из встроенного пучка; *Ж* — отвод конденсата

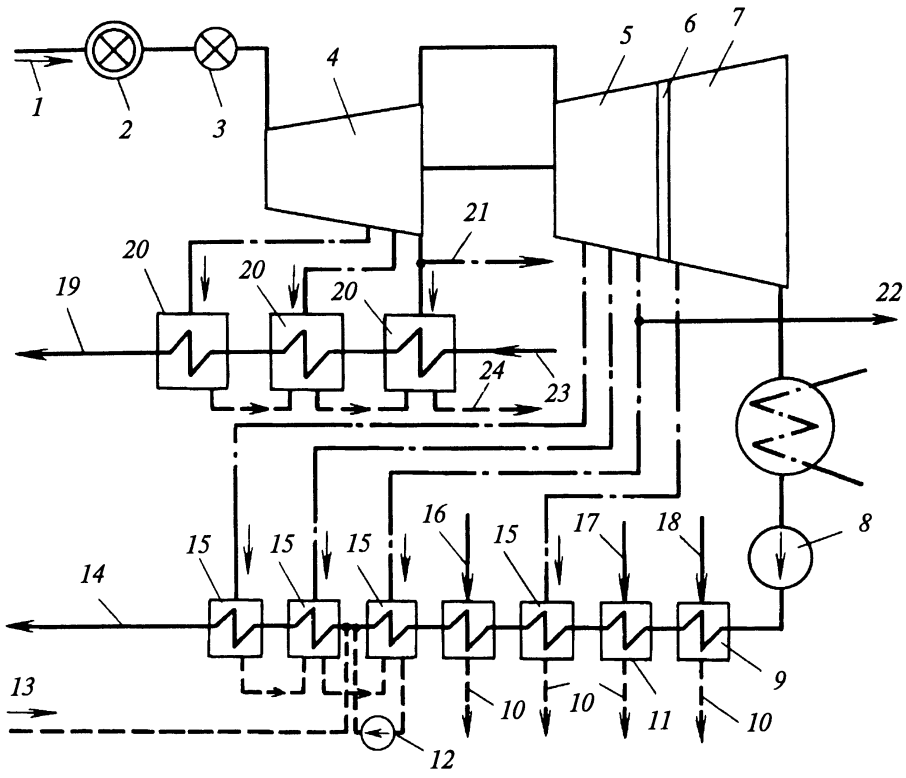


Рис. 10.7. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-60/75-12,8/1,5 ЛМЗ
1 — свежий пар; *2* — стопорный клапан; *3* — регулирующие клапаны (4 шт.); *4* — ЦВД; *5* — ЧСД ЦНД; *6* — регулирующая диафрагма; *7* — ЧНД и ЦНД; *8* — конденсатный насос; *9* — холодильник эжектора; *10* — конденсат греющего пара в конденсатор; *11* — холодильник эжектора уплотнений; *12* — сливной насос; *13* — конденсат с производства; *14* — конденсат в деаэратор; *15* — ПНД; *16*, *17* — пар из уплотнений; *18* — выхлопной пар эжектора; *19* — питательная вода в деаэратор; *20* — ПВД; *21* — производственный отбор и отбор на деаэратор; *22* — теплофикационный отбор; *23* — питательная вода от питательного насоса; *24* — в деаэратор

внутренний клапан увеличивает расход через последние 13 ступеней ЦВД и остальные ступени.

Пар из ЦВД подводится по четырем трубам к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе ЦНД. Парораспределение ЦНД (вернее ЧСД ЦНД) — сопловое. Проточная часть ЧСД состоит из регулирующей ступени, к которой подается пар из четырех сопловых коробок, и восьми нерегулируемых ступеней.

Поддержание давления пара в отопительном отборе осуществляется поворотной двухъярусной диафрагмой. Часть низкого давления включает четыре ступени.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦНД и генератора. Каждый из роторов турбины опирается на свои подшипники, причем передний подшипник каждого из них является комбинированным опорно-упорным, а задний — опорным. Таким образом, валопровод имеет два упорных подшипника. Поэтому ротор турбины соединяется гибкой муфтой. Роторы генератора и турбины соединяются полугибкой муфтой.

Ротор ЦВД — цельнокованый; конструкция — типичная для турбин ЛМЗ.

Корпус ЦВД отлит из хромомолибденовой стали. На его крышке расположен перегрузочный обводной (внутренний) клапан. Из нижней части ЦВД предусмотрено два отбора на ПВД (третий отбор производится из паропровода за ЦВД).

Ротор ЦНД — комбинированный: диски ЧСД откованы заодно с валом, а диски ЧНД — насадные. Для разгрузки подшипников от осевого усилия в передней части выполнен разгрузочный диск.

Корпус ЦНД, кроме горизонтального, имеет вертикальный разъем: передняя часть — литая, задняя — сварная. Диафрагмы всех ступеней ЦВД и ЦНД установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Схема регулирования, защиты и маслоснабжения турбины приведена на рис. 10.9 (см. вкладку), система смазки — типичная для ЛМЗ (см. рис. 4.1).

Датчиками системы регулирования служат регулятор частоты вращения, расположенный на валу турбины, и два регулятора давления в отборах (промышленного и теплофикационного). Все эти датчики подают сигналы на блок суммирующих золотников, который вырабатывает соответствующие сигналы для работы отсечных золотников трех сервомоторов: ЦВД, ЧСД и ЧНД.

Пример 10.1. Пусть вследствие роста отопительной нагрузки и увеличения расхода пара на сетевой подогреватель начинает снижаться давление в теплофикационном отборе. В этом случае сильфон регулятора давления, расположенный над золотником *13* (см. рис. 10.9), будет сжиматься, увеличивая расход масла из полости над ним. Золотник сместится вверх, вследствие чего произойдет

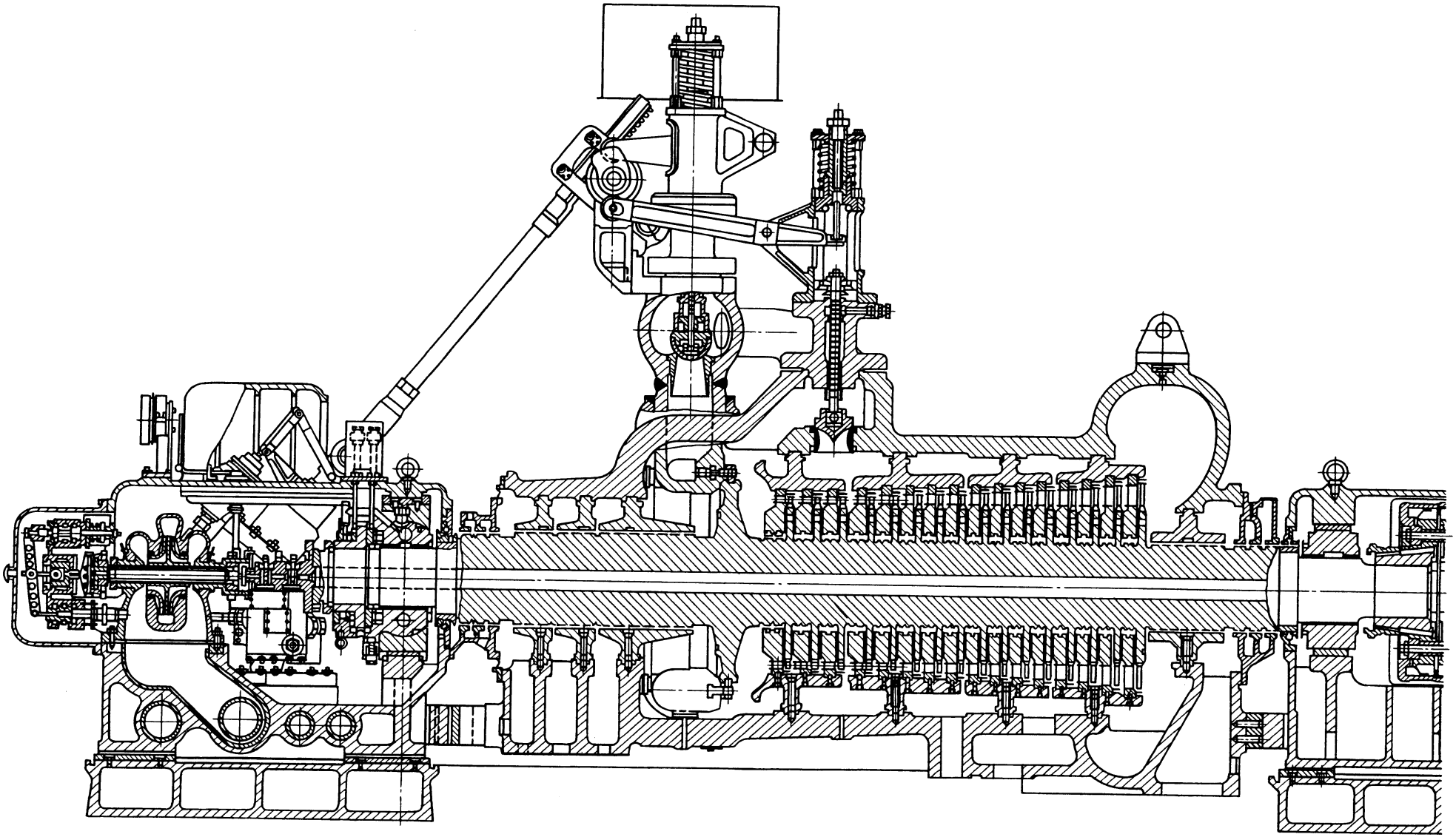


Рис. 10.8. Турбина ПТ-60/75-12,8/1,5 ЛМЗ

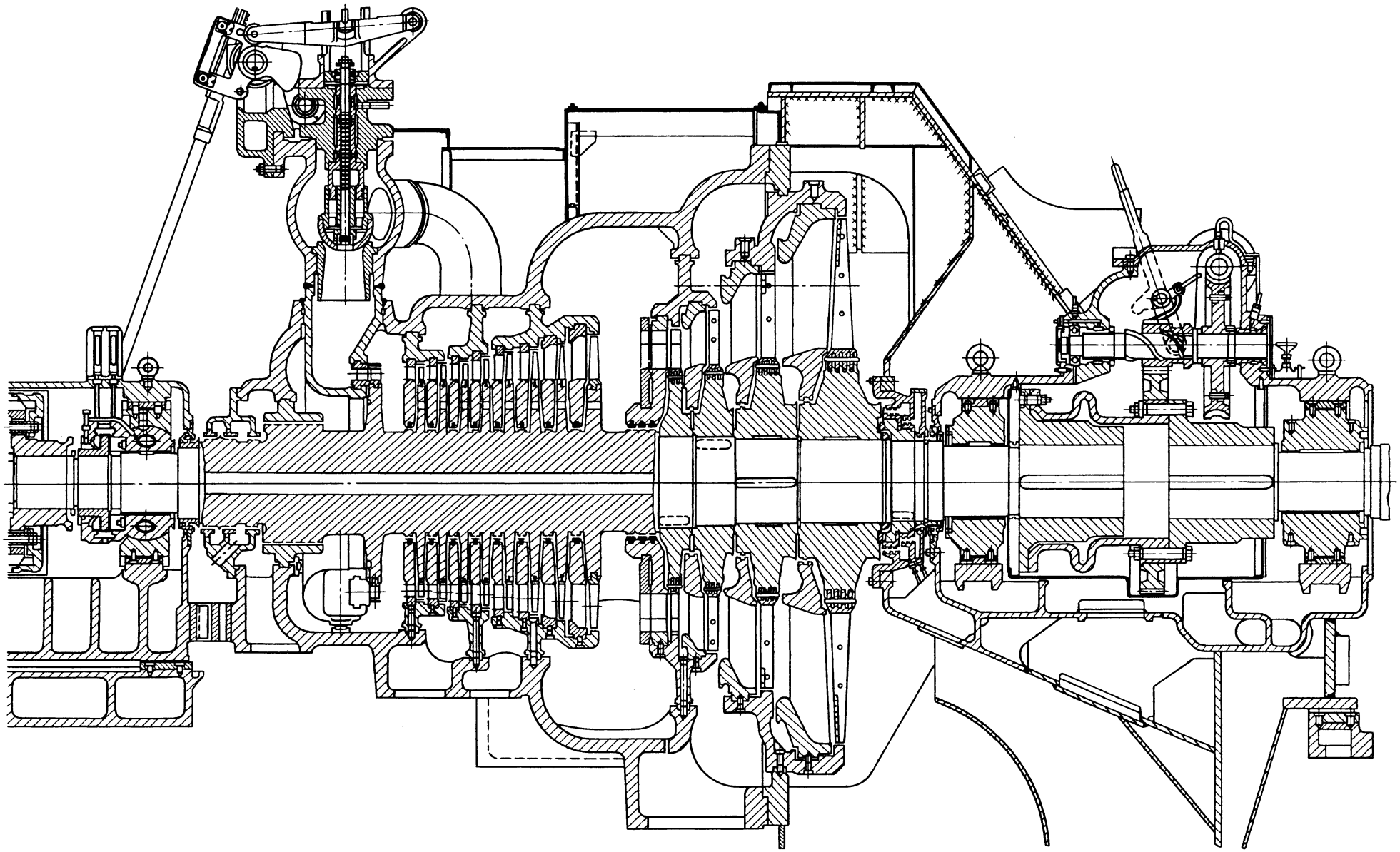


Рис. 10.8 (окончание)

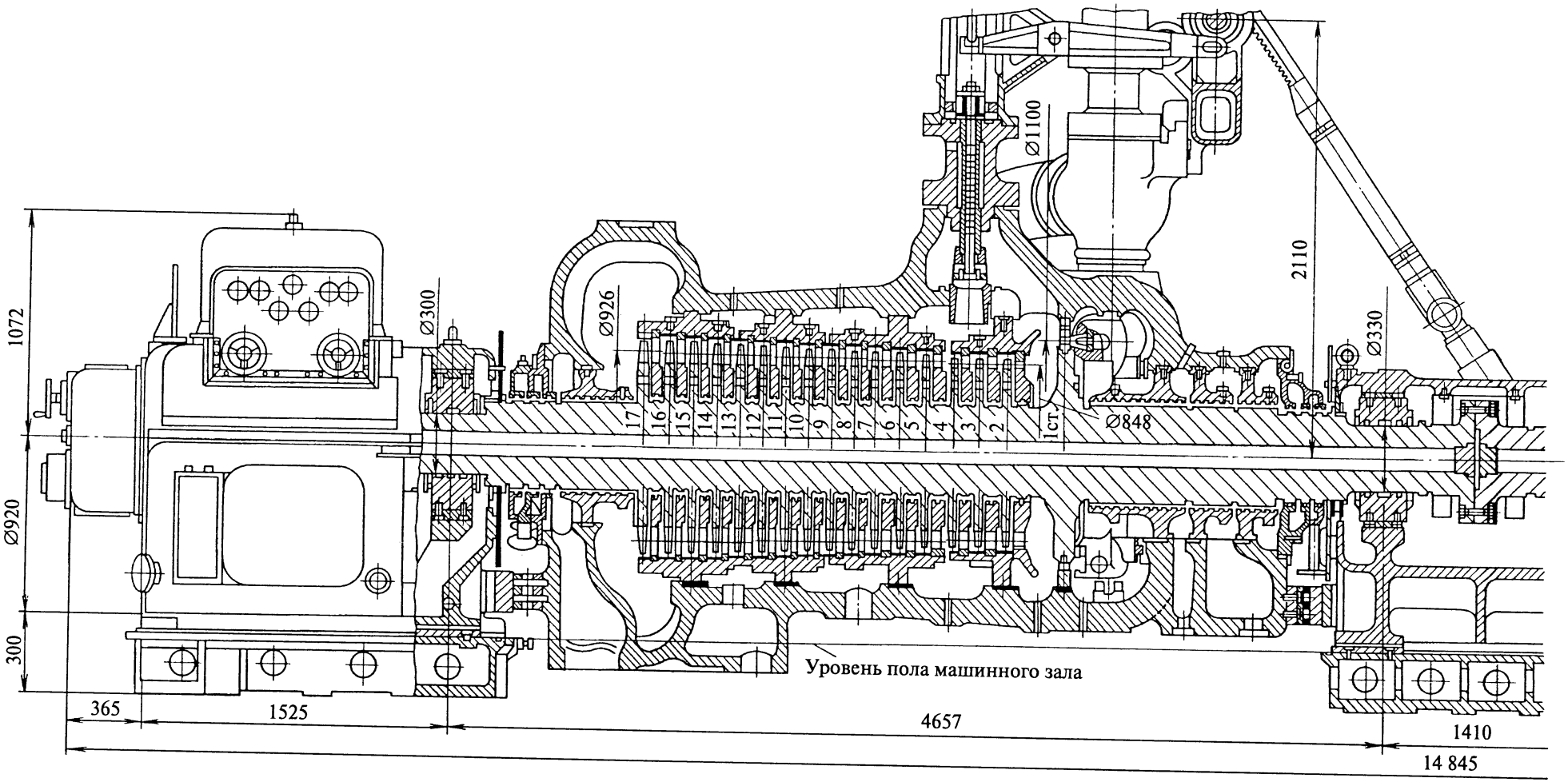


Рис. 10.10. Продольный разрез паровой турбины ПТ-80/100-12,8/1,5

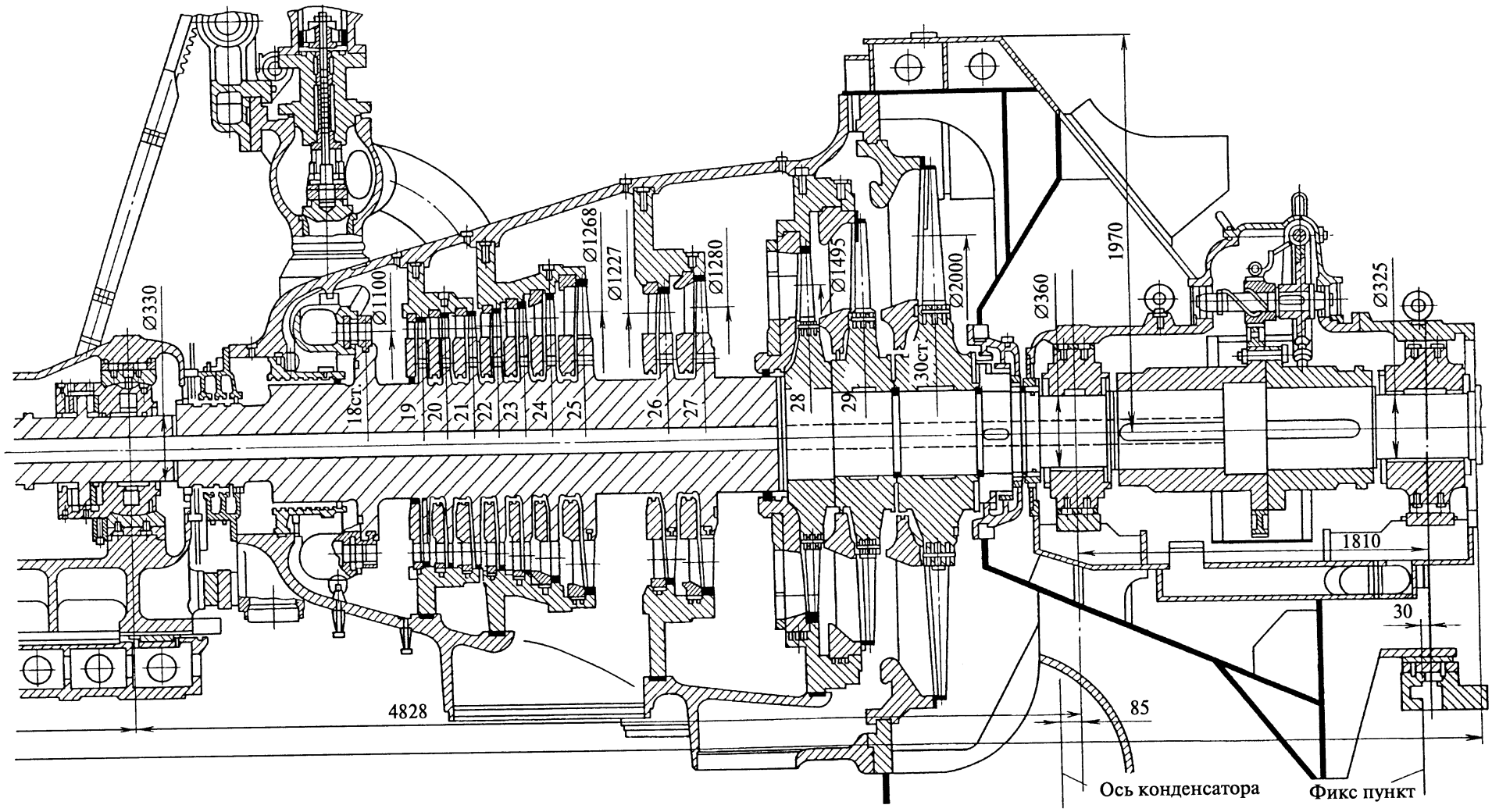


Рис. 10.10 (окончание)

изменение сечения окон, управляющих давлением под золотником сервомоторов: давление под золотниками *14* и *16* возрастет, а под золотником *18* упадет. Поэтому сервомотор *19* уменьшит сечение для прохода пара в ЦНД, а сервомоторы *15* и *17* откроют регулирующие клапаны ЦВД и ЧСД: это позволяет увеличить отбор и восстановить давление в патрубке отбора на теплофикацию, сохранив значение промышленного отбора (так как клапаны ЧСД приоткрылись) и мощности (так как уменьшение мощности, развиваемой ЧНД будет скомпенсировано повышением мощности ЦВД и ЧСД).

На рис. 10.9 также показана схема регулирования концевых уплотнений турбины. Пар из деаэратора подается в коллектор *27*, из которого подводится ко всем предпоследним камерам концевых уплотнений и на эжектор *28*, создающий небольшое разрежение в эжекторном холодильнике *29*, пространство которого связано с последними камерами концевых уплотнений. Система включает два сильфонных датчика, один из которых управляет давлением пара в коллекторе, а второй — в эжекторном холодильнике. При отклонении давлений от заданных значений сильфоны изменяют расход масла из верхних плоскостей над золотниками *26*, которые с помощью сервомоторов переставляют клапаны, регулирующие подачу пара из деаэратора в коллектор на эжектор холодильника. В настоящее время для регулирования уплотнений ЛМЗ использует электронные регуляторы.

Система защиты турбины от разгона включает сдвоенный бойковый автомат безопасности *20* и его золотники *21*, подающие импульс на закрытие регулирующих органов и стопорного клапана *24*, который выдает сигнал на принудительное закрытие обратных клапанов на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов.

10.3.2. Турбина ПТ-80/100-12,8/1,3

Турбину ПТ-80/100-12,8/1,3 (рис. 10.10, см. с. 296, 297) можно рассматривать как модернизированную турбину ПТ-60/75-12,8/1,3, однако модернизация ее столь значительна, что по существу это новая турбина.

Турбина спроектирована на номинальную мощность 80 МВт, начальные параметры пара 12,8 МПа и 555 °С, с производственным отбором при 1,3 МПа и отопительным отбором (см. табл. 9.8).

Основное отличие тепловой схемы этой турбоустановки от тепловой схемы турбоустановки ПТ-60/75-12,8/1,3 (рис. 10.11) состоит в использовании двухступенчатого подогрева сетевой воды. Верхний отопительный отбор производится при давлении 0,05—0,25 МПа, а нижний — при 0,03—0,1 МПа. При нагреве сетевой воды в двух сетевых подогревателях регулятор давления поддерживает постоянство давления в верхнем отопительном отборе, а расход пара в нижний отопительный отбор — нерегулируемый. При работе только одного сетевого подогревателя давление поддерживается в нижнем отопительном отборе.

В табл. 10.3 представлены параметры пара, отбираемого на регенеративный подогрев питательной воды.

Конденсатор турбины имеет встроенный теплофикационный пучок, утилизирующий теплоту вентиляционного пропуска пара при работе турбины в режиме с противодавлением. Охлаждающим агентом пучка является сетевая вода. Развитая регенеративная система подогрева питательной воды обеспечивает на выходе ее температуру 249 °С.

Коренной переделке подвергся валопровод турбины. Вместо двух опорно-упорных подшипников для каждого ротора установлен только один. Естественно, что при этом гибкую муфту, допускающую смещение, пришлось заменить жесткой. Ее полумуфты откованы заодно с валами. Для уменьшения осевого усилия на колодки упорного подшипника в нерасчетных режимах направления потока пара в ЦВД и ЦНД выполнены противоположными.

Конструктивные различия турбин ПТ-60/75-12,8/1,3 и ПТ-80/12,8/1,3 имеются и в ЦНД. Две последние ступени ЧСД (промежуточный отсек) отделены от остальной проточной части большими камерами, первая из которых используется для верхнего теплофикационного отбора, а вторая — для нижнего.

Ротор ЦНД является комбинированным, однако в отличие от турбины ПТ-60/75-12,8/1,3 насадными

Таблица 10.3

Параметры пара в регенеративных отборах турбины ПТ-140/165-12,8/1,45

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч	Номер ступени, за которой производится отбор
	Давление, МПа	Температура, °С		
ПВД № 7	4,570	421	26,3 + 3,0	9-я
ПВД № 6	2,660	352	33,0	13-я
ПВД № 5	1,270	267	10,5 + 5,1	17-я
Деаэратор	1,270	267	13,9 + 1,7	17-я
ПНД № 4	0,410	169	28,4	21-я
ПНД № 3	0,088	—	—	25-я
ПНД № 2	0,034	—	—	27-я
ПНД № 1	0,003	—	—	29-я

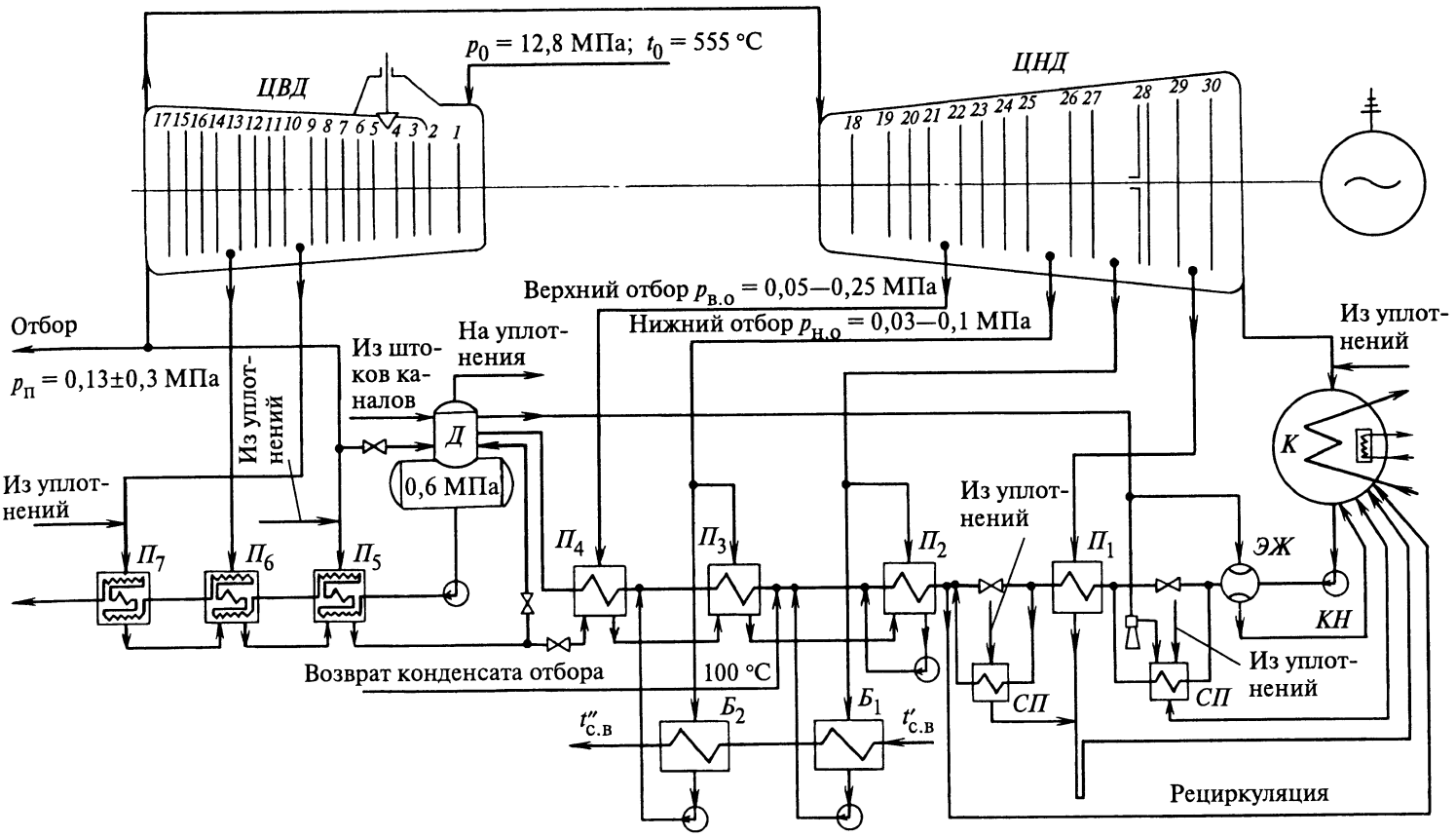


Рис. 10.11. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-80/100-12,8/1,5
К — конденсатор; *ЭЖ* — эжектор; *СП* — сальниковый подогреватель; $Б_1$, $Б_2$ — подогреватели сетевой воды; $П_1$—$П_4$ — ПНД; *Д* — деаэратор; $П_5$—$П_7$ — ПВД

выполнены только диски ЧНД. Размеры последних ступеней сравниваемых турбин совпадают.

Система регулирования турбины включает в себя электрогидравлический преобразователь, повышающий быстродействие и улучшающий качество регулирования.

10.4. ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА И ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

В качестве примера турбины такого типа рассмотрим турбину ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ.

Турбина ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ номинальной мощностью 25 МВт спроектирована на начальное давление 8,8 МПа и температуру 535 °С с номинальным противодавлением 90 кПа и регулируемым промышленным отбором пара при 0,98 МПа. Частота вращения равна 50 1/с. Из 44 кг/с пара, поступающего через стопорный клапан в турбину, 17 кг/с направляется в производственный отбор. Регулирование давления производственного отбора может осуществляться в диапазоне 0,8—1,3 МПа, а противодавления в пределах 50—250 кПа.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 10.12.

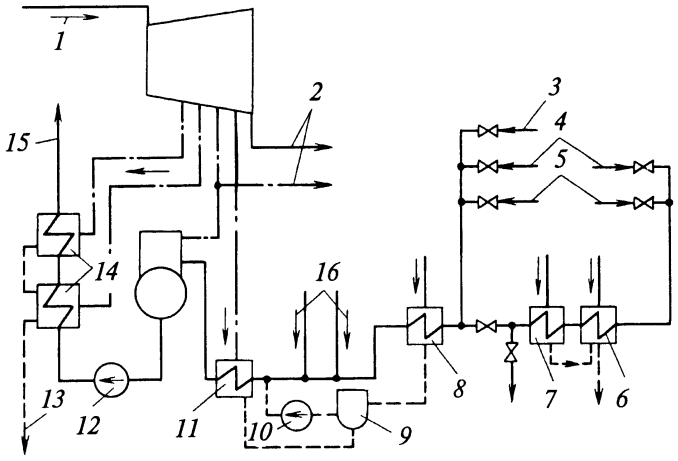


Рис. 10.12. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ
1 — свежий пар; *2* — пар на производство; *3* — сетевая вода; *4* — циркуляционная вода; *5* — химически очищенная вода; *6* — эжектор сальникового подогревателя; *7* — эжектор уплотнений; *8* — сальниковый подогреватель; *9* — конденсатосборник; *10* — сливной насос; *11* — ПНД; *12* — питательный насос; *13* — конденсат в деаэратор; *14* — ПВД; *15* — питательная вода в котел; *16* — конденсат с производства

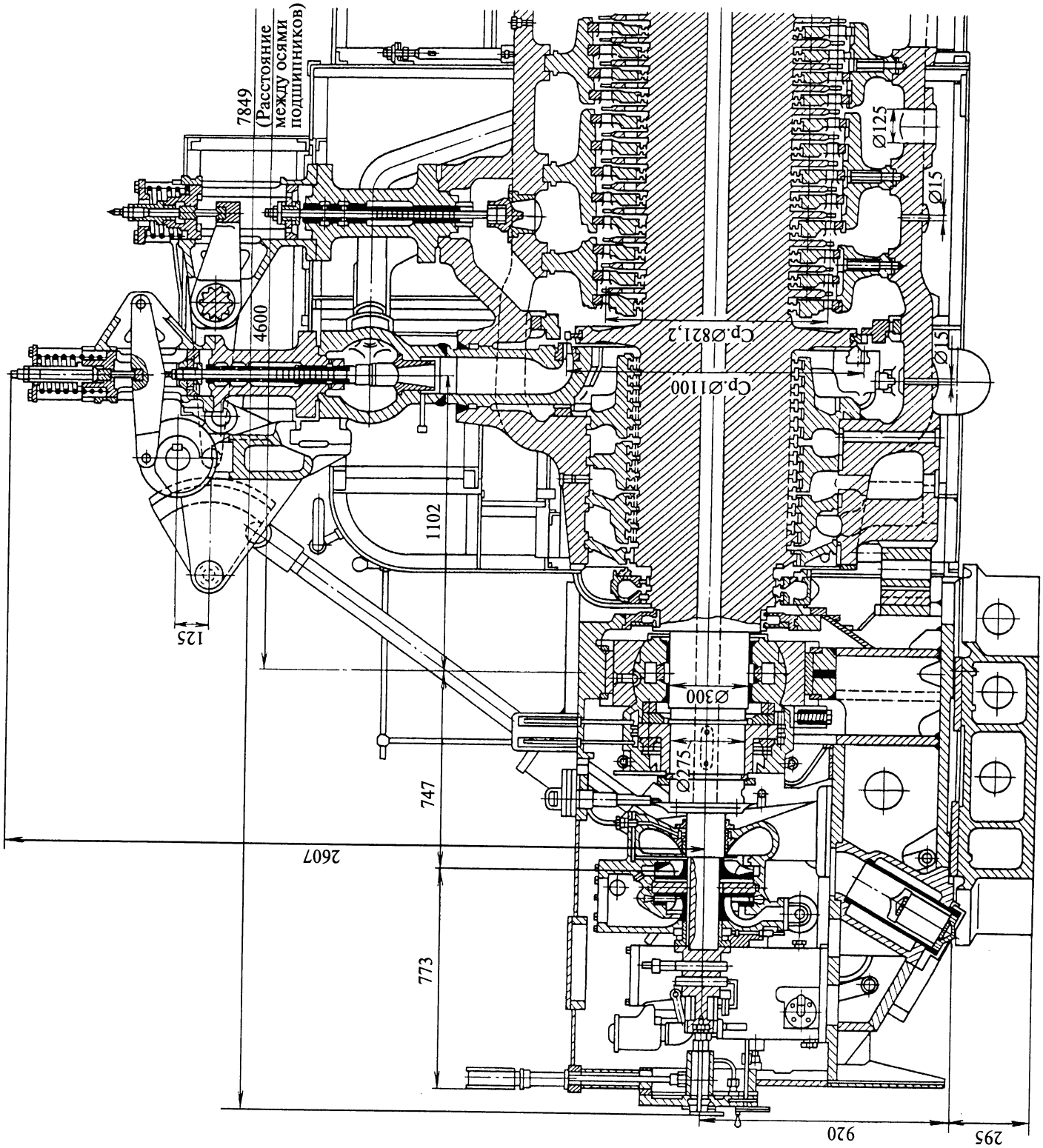


Рис. 10.13. Турбина ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ

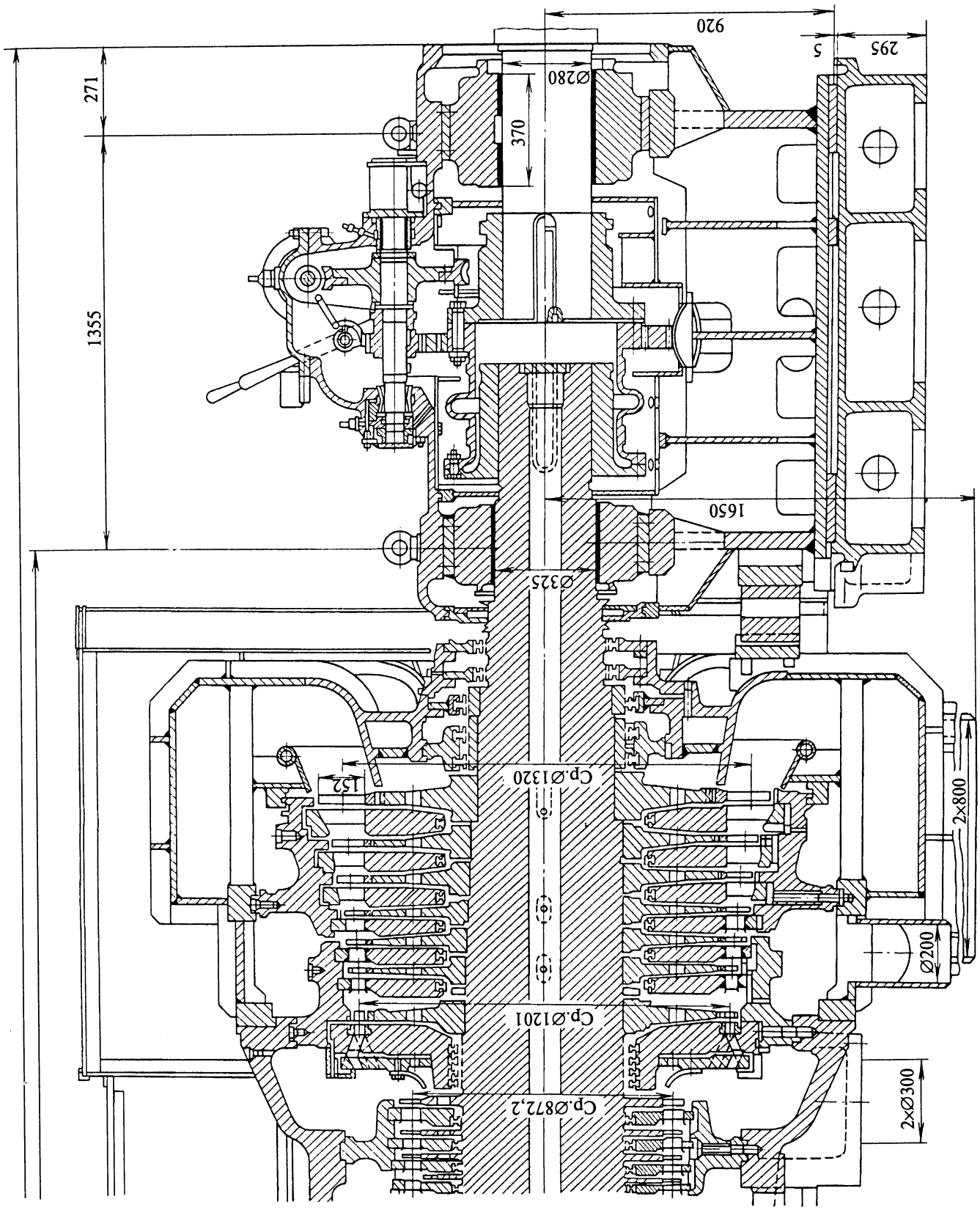


Рис. 10.13 (окончание)

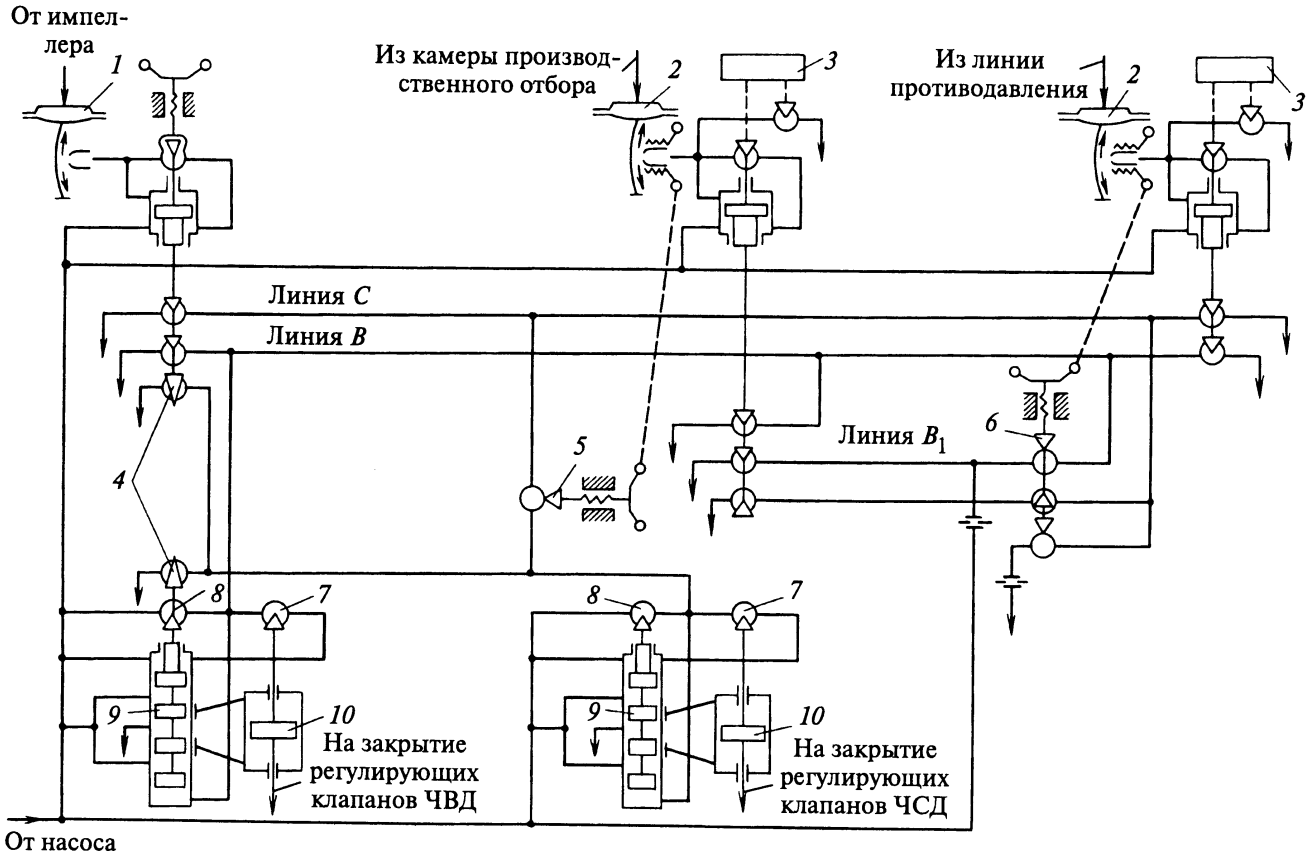


Рис. 10.14. Принципиальная схема регулирования турбины ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ

1, 2 — регуляторы частоты вращения и давления; *3* — изодромы; *4* — элементы воздействия на сервомотор ЧСД при сбросах нагрузки; *5* — выключатель сервомотора ЧСД; *6* —дроссели устройства для перевода турбины на режим с противодавлением; *7* — дроссели обратной связи главных сервомоторов; *8* — дроссели обратной связи промежуточных сервомоторов; *9* — золотники главных сервомоторов с сервомоторами промежуточных усилий; *10* — главные сервомоторы

Свежий пар через стопорный и четыре регулирующих клапана направляется в турбину, имеющую четыре отбора пара. Первые два отбора по ходу пара используются для ПВД. Третий отбор — регулируемый: пар направляется для нужд производства при давлении примерно 1 МПа. От этого же отбора питается деаэратор. Четвертый отбор питает ПВД. Из выходного патрубка турбины пар с давлением 0,09 МПа также направляется в общественный коллектор для нужд производства.

Первые три клапана открываются последовательно, обеспечивая сопловое парораспределение, а четвертый клапан открывается одновременно с перегрузочным, осуществляющим обвод из камеры регулирующей ступени к IV нерегулируемой ступени. Проточная часть ЧВД (рис. 10.13) состоит из одновенечной регулирующей ступени и 15 нерегулируемых ступеней.

ЧНД турбины включает регулирующую ступень с двухклапанным сопловым парораспределением в виде поворотной диафрагмы и семь нерегулируемых ступеней. Рабочие диски ступеней ЧНД насажены на вал с натягом. Корпус ЧНД, присоединяемый к ЧВД вертикальным фланцевым соединением, выполнен сварным. В нем расположены две обоймы, между которыми осуществляется отбор пара в регенеративный подогреватель.

Турбина опирается на корпуса подшипника обычным образом с помощью лап. Фикспункт турбины расположен на пересечении осей продольных и поперечных шпонок, установленных на фундаментной раме заднего подшипника.

На рис. 10.14 показана принципиальная схема регулирования турбины ПР-25-90. Система имеет три датчика: регулятор частоты вращения, регулятор давления пара промышленного отбора и регулятор давления пара в выходном патрубке. Однако, как уже отмечалось, одновременно могут работать только два регулятора из трех, поскольку регулирующие клапаны ЧВД и регулирующая диафрагма ЧНД могут обеспечить поддержание постоянными только двух параметров из трех.

Часть третья

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава одиннадцатая

РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

11.1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ — ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В эксплуатации ПТУ и паровых турбин к ним предъявляются два основных связанных между собой требования: надежность и экономичность. Под надежностью ПТУ понимают ее способность к выработке предусмотренных мощности и тепла при заданных условиях и режимах эксплуатации. Надежность ПТУ как сложной системы определяется прежде всего надежностью ее оборудования: турбины, теплофикационной и конденсационной установок, питательных и конденсационных насосов, деаэраторов, подогревателей и т.д. Чем выше надежность элементов ПТУ, тем выше ее надежность в целом.

Событие, заключающееся в нарушении работоспособности ПТУ, называется отказом. Отказы могут иметь самый различный характер. Отказ, после возникновения которого ПТУ становится полностью неработоспособной, называется полным. Примером полного отказа может служить выход из строя турбины питательного насоса при отсутствии резерва. Если же отказ приводит только к частичной потере работоспособности (например, необходимости ограничения нагрузки из-за повышенных присосов воздуха в конденсатор или выхода из строя части регенеративных подогревателей), то такой отказ называется частичным. Отказ может быть внезапным (например, из-за потери герметичности ЦНД вследствие отрыва рабочей лопатки) и постепенным (например, из-за износа уплотнений или заноса проточной части солями).

Свойство ПТУ или турбины непрерывно сохранять работоспособность называется безотказностью. Безотказность не может быть абсолютной, поскольку из-за наличия дефектов, естественного износа, ошибок изготовления и эксплуатации раньше или позже произойдет отказ работоспособности. Количественной мерой безотказности в работе является наработка на отказ — средняя суммарная (без учета перерывов) продолжительность работы между отказами. Государственный стандарт требует, чтобы мощные турбины при соблюдении правил технической эксплуатации имели наработку на отказ не менее 6250 ч. К сожалению, именно из-за несоблюдения правил технической эксплуатации наработка на отказ часто оказывается существенно меньше.

Для суждения о безопасности работы оборудования используют параметр потока отказов ω — среднее число отказов на одну турбину рассматриваемой серии за 1 ч; хорошо освоенные турбины имеют $\omega = (0{,}15—0{,}3)10^{-3}$, т.е. один отказ происходит в среднем через 3—6 тыс. ч работы.

Свойство ПТУ или турбины, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения их отказов, предупреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания, называется ремонтопригодностью. Например, турбина, хорошо оснащенная приборами, особенно записывающими, обладает большей ремонтопригодностью, чем турбина, не имеющая их. Чем проще вскрытие турбины, совершеннее диагностика повреждений и их ликвидация, тем выше ее ремонтопригодность.

Процесс обнаружения и устранения отказа (повреждения) ПТУ или турбины с целью восстановления работоспособности (исправности) называется восстановлением, а время этого процесса — временем восстановления.

Для поддержания высокой надежности оборудование проходит техническое обслуживание, текущий, средний или капитальный ремонты. При текущем или среднем ремонтах заменяются или восстанавливаются поврежденные детали и узлы, контролируются исправность и техническое состояние других узлов, предусмотренные нормативно-технической документацией. При капитальном ремонте проводится почти полное восстановление работоспо-

собности и ресурса оборудования с заменой, если требуется, любых его частей. Капитальный ремонт мощных турбин энергоблоков по нормам происходит в течение 50—60 дней. Время между капитальными ремонтами называется межремонтным периодом. Государственный стандарт требует, чтобы межремонтный период составлял не менее 6 лет.

Ясно, что показатели безотказности и ремонтопригодности тесно связаны: оборудование, работающее с частыми отказами даже с малым временем восстановления (например, из-за ложного срабатывания защит) или с редкими отказами, но с большими временами восстановления (например, из-за повреждений проточной части), одинаково ненадежно. Для комплексной оценки надежности используют коэффициент готовности — отношение наработки на отказ к сумме времен наработки на отказ и восстановление. У освоенных турбин коэффициент готовности равен 98—99 %, а у осваиваемых может составить 60—65 %. Государственный стандарт требует, чтобы коэффициент готовности турбин был не ниже 0,98.

В число показателей надежности входят также безопасность и долговечность. Под безопасностью понимают свойство не допускать ситуаций, опасных для обслуживающего персонала и окружающей среды. Под долговечностью оборудования понимают его свойство сохранять работоспособность в течение определенной предельной наработки (ресурс) или календарного времени (срок службы). Стандарт требует, чтобы срок службы турбины был не менее 40 лет.

Следует подчеркнуть, что *требования надежности и экономичности тесно связаны. Ненадежная установка не может быть экономичной.* Кажущаяся сиюминутная выгода, заключающаяся в уменьшении расхода топлива за счет снижения надежности (например, за счет чрезмерного ускорения времени пуска), обязательно будет перекрыта расходами на последующий ремонт поврежденного оборудования. Кроме того, нужно обязательно учитывать, что убыток, связанный с ненадежной работой оборудования, необходимо оценивать не только по дополнительным затратам на ремонт, но и по количеству недовыработанной продукции в различных отраслях экономики, которые используют электрическую или тепловую энергию ТЭЦ.

Конечно, все это не означает, что экономичность является чем-то второстепенным. *Задача эксплуатации как раз и состоит в том, чтобы обеспечить наивысшую экономичность при высокой надежности.* Грамотная эксплуатация оборудования, основанная на четком понимании тепловых и механических процессов, протекающих в турбине, на понимании связи турбоагрегата с другим оборудованием, играет исключительно важную роль в обеспечении надежности и экономичности.

Паровая турбина и ее вспомогательное оборудование содержат большое количество узлов и деталей, которые требуют точного соблюдения технологии изготовления, высокой точности сборки и монтажа, а также ремонта. Несмотря на все меры контроля, осуществляемые на этапах, предшествующих вводу турбоагрегата в эксплуатацию, возможность возникновения неполадок на начальном этапе эксплуатации, к сожалению, не исключается. Четкое понимание процессов, происходящих в турбине и других элементах ПТУ, помогает быстро обнаружить и устранить эти неполадки, а главное, их причины. Наоборот, отсутствие необходимых представлений приводит в лучшем случае к временному устранению самих неполадок, а не их причин, в худшем — к серьезным авариям и разрушениям турбины, а также смежных с ней агрегатов и аппаратов.

Значительное количество случаев вынужденных простоев оборудования происходит из-за неграмотной эксплуатации оборудования персоналом станции. В то же время на многих электростанциях, где эксплуатационный персонал обладает достаточными знаниями и опытом, количество вынужденных остановов по вине эксплуатации ничтожно или вообще сведено к нулю.

Кроме того, необходимо иметь в виду еще одну очень важную роль эксплуатации. Хотя современная наука о турбинах достигла достаточно высокого уровня развития, она все же не может ответить сегодня в полной мере на все вопросы, выдвигаемые практикой. К таким вопросам относятся, например, надежность работы лопаточного аппарата при некоторых режимах, поведение длинных многопролетных валопроводов при вращении на масляной пленке подшипников, прочность деталей турбин и других элементов энергоблока в условиях нестационарных тепловых режимов. Вдумчивое отношение эксплуатационного персонала к возникающим явлениям и неполадкам, тщательная фиксация всех, даже самых мелких, неполадок и сопутствующих им обстоятельств являются неоценимым вкладом в решение задачи повышения качества и самих установок, и их эксплуатации.

11.2. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Для теплофикационных турбин, обеспечивающих выработку электрической и тепловой энергии, характерно очень большое число возможных режимов работы. Оно настолько велико, что их классификация весьма затруднительна и потому условна.

1. По **составу работающего оборудования** турбоустановки режимы работы можно разделить на две большие группы: конденсационные и теплофикационные.

Конденсационные режимы — это режимы, при которых нет тепловой нагрузки (промышленные и теплофикационные отборы отключены). Пар, поступающий на турбину, проходит всю ее проточную часть (часть пара, естественно, уходит в систему регенерации) и поступает в конденсатор. Иными словами, эти режимы работы ничем не отличаются от режимов работы конденсационной турбины. В таких режимах теплофикационная турбина работает летом, когда небольшая тепловая нагрузка (чаще всего, горячее водоснабжение) обеспечивается одним или несколькими турбоагрегатами ТЭЦ, а остальные работают в конденсационном режиме.

Теплофикационные режимы — это режимы, при которых через отборы турбины осуществляется отпуск тепла для целей промышленного потребления или нагрева сетевой воды. В свою очередь, теплофикационные режимы можно разделить на две подгруппы: режимы работы по тепловому графику и режимы работы по электрическому графику.

При работе *по тепловому графику* теплофикационная турбина работает как турбина с противодавлением: она обеспечивает выработку тепла в заданном количестве и с заданными параметрами теплоносителя, попутно вырабатывая количество электроэнергии, определяемое расходом и параметрами свежего и отработавшего пара. При изменении машинистом или системой регулирования тепловой нагрузки автоматически изменяется и электрическая нагрузка. Режим работы по тепловому графику часто называют просто «теплофикационным режимом», «режимом работы с противодавлением» или «режимом работы с закрытой диафрагмой» (имеется в виду регулирующая диафрагма ЧНД).

При режимах работы по теплофикационному графику в работе находится и конденсатор турбины, в трубную систему которого (в основной и встроенные пучки) поступает охлаждающая вода (циркуляционная, сетевая, подпиточная и т.д.). Работа конденсатора обеспечивает конденсацию небольшого количества пара, поступившего в ЧНД через неплотности регулирующих органов (диафрагмы).

Теплофикационный режим, особенно при нагреве сетевой или подпиточной воды во встроенном пучке конденсатора, является самым экономичным режимом главным образом из-за малых потерь тепла конденсации в конденсаторе (или их отсутствия вообще). Правда, при этом не может быть получена электрическая мощность больше той, которая определяется максимально возможной теплофикационной нагрузкой турбоагрегата. Чаще всего турбоагрегат работает по тепловому графику зимой, когда требуется большое количество тепла для отопления.

Режимы работы *по электрическому графику* — это режимы, при которых тепловая и электрическая нагрузки регулируются независимо (правильнее поэтому сказать, что это режимы работы по двум графикам — электрическому и тепловому). При этом режиме в конденсатор поступает охлаждающая вода и через турбину протекает два потока пара: теплофикационный и конденсационный. Первый из них обеспечивает использование тепла с наивысшей, а второй — с наинизшей экономичностью. Поэтому экономичность работы по электрическому графику зависит от соотношения расходов этих потоков: чем больше доля теплофикационного потока, тем более экономичной будет работа турбоустановки.

Заметим, что при работе по электрическому графику в теплофикационной установке может работать разное число сетевых подогревателей. Например, типичный летний режим — это работа по электрическому графику с подключенным к нижнему теплофикационному отбору сетевому подогревателю и закрытому верхнему теплофикационному отбору.

2. По **тепловому состоянию турбины** режимы работы можно разделить на стационарные и переходные.

Стационарный режим — это режим, при котором параметры пара внутри турбины (температура, давление, влажность, скорости пара) и состояние ее деталей (температура, деформация) не изменяются во времени. Строго говоря, стационарных режимов не существует, поскольку всегда имеются некоторые пульсации параметров. Однако при стационарных режимах их уровень мал на фоне средних значений, а сами средние значения остаются неизменными во времени. Постоянные значения параметров внутри турбины достаточно длительное время определяют практически постоянную напряженность ее деталей и неизменяющееся взаимное поло-

жение вращающихся и неподвижных элементов. Это предопределяет относительно высокую надежность работы при стационарных режимах.

Переходный, или ***нестационарный режим*** работы — это процесс перехода от одного стационарного режима к другому. Поскольку параметры пара и температурное состояние деталей на различных стационарных режимах разные, то в процессе переходного периода параметры пара и температурное состояние деталей изменяются, что приводит к ряду новых явлений. Несмотря на то, что каждый из стационарных режимов не представляет для турбины непосредственной опасности, сам *переходный процесс может быть очень опасным, провоцируя в некоторых случаях аварийную ситуацию.* Особую опасность при переходных режимах вызывает изменение внутри турбины температуры: неодинаковость во времени температурных расширений вращающихся и неподвижных деталей вызывает опасность задеваний с тяжелой аварией; возникающие температурные напряжения, не приводя к каким-либо опасным ситуациям в текущий момент, при циклическом повторении, часто спустя годы, приводят к появлению трещин малоцикловой усталости (см. гл. 17).

Стационарные режимы паровых турбин можно разделить на две большие группы: ординарные и специфические.

Ординарные стационарные режимы — это режимы нормальной эксплуатации турбины. Они предусмотрены при проектировании турбины заводами-изготовителями и не имеют ограничений по длительности работы. Ординарные режимы в свою очередь можно разделить на три вида:

1) режим номинальной нагрузки;
2) режим частичной нагрузки;
3) режим максимальной нагрузки.

Режим номинальной нагрузки для теплофикационной турбины — это режим, при котором достигается мощность, указываемая в технических условиях на поставку, т.е. наибольшая мощность, которую может длительно развивать турбоагрегат на зажимах генератора при номинальных значениях тепловых отборов всех основных параметров (свежего пара, промежуточного перегрева, в отборах и конденсаторе) и при использовании нерегулируемых отборов пара для постоянных собственных нужд энергоблока и при полностью открытых регулирующих клапанах.

Режим номинальной нагрузки — это некоторый гипотетический режим, на котором теплофикационная турбина будет работать максимальное время. Это основной расчетный режим, для которого оптимизируются параметры, решетки проточной части и система регенерации.

Несмотря на то, что номинальный режим при проектировании рассчитывается наиболее тщательно, явления, возникающие при его реализации, представляют для турбины определенную опасность. Как правило, *номинальные режимы — это длительные режимы, при которых происходит накопление повреждений в деталях.* Вследствие ползучести вырабатывается ресурс длительной прочности на расточках высокотемпературных роторов и ослабление затяжки фланцевых соединений. В вибрирующих рабочих лопатках накапливаются повреждения от усталости. В рабочих лопатках ЦНД, особенно в зоне фазового перехода, возникает коррозионная усталость. Диски ступеней, расположенных в зоне фазового перехода, подвержены коррозионному растрескиванию. Этот перечень можно продолжить: для теплофикационной турбины, у которой регулируемыми параметрами являются электрическая мощность и давления в регулируемых отборах, диапазон режимов частичной нагрузки существенно больше.

Режимы частичной нагрузки могут относиться и к электрической мощности, и к отборам тепла, которые независимы в рамках диаграммы режимов турбины.

При частичных нагрузках условия работы некоторых элементов турбины облегчаются (например, рабочих лопаток последних ступеней), а части элементов усложняются (например, рабочих лопаток регулирующей ступени). Большое разнообразие частичных нагрузок теплофикационных турбин (электрической и тепловой) приводит к необходимости каждый раз конкретно анализировать изменение параметров пара, проходящего через ее отдельные отсеки, и решать вопрос об изменении условий ее работы. Например, конденсационный режим работы теплофикационной турбины, когда тепловая нагрузка равна нулю, может оказаться самым опасным для рабочих лопаток последних ступеней.

Реализация режимов частичной нагрузки турбины зависит от типа парораспределения турбины и способа согласования работы турбины и котла. При поддержании давления перед стопорными клапанами турбины неизменным режим частичной нагрузки в турбине с дроссельным или сопловым парораспределением обеспечивается установкой между стопорными клапанами и проточной частью

турбины дополнительной системы дросселей, каковыми являются регулирующие клапаны. В ряде случаев режим частичной нагрузки осуществляют изменением давления (и соответственно расхода) перед турбиной с помощью котла при полностью открытых регулирующих клапанах и постоянной температуре перед турбиной. Такой способ называют режимом скользящего давления. Иногда с целью возможности быстрого подхвата мощности турбиной при возрастании нагрузки в сети регулирующие клапаны устанавливают в несколько прикрытом состоянии.

Режим максимальной мощности теплофикационной турбины — это режим, при котором мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах генератора на конденсационном режиме или при определенных соотношениях расходов отбираемого пара (в соответствии с диаграммой режимов) и давлений пара в отборах или противодавления, при номинальных значениях других основных параметров. В частности, для турбины с противодавлением максимальная мощность развивается при полном расходе пара и минимальном противодавлении.

Специфические стационарные режимы — это режимы, при которых условия работы турбины таковы, что необходимы ограничения их длительности, изменения состава работающего оборудования и т.д. Условно к ним можно отнести:

1) режимы с отклонениями частоты вращения, начальных, конечных и промежуточных параметров пара;

2) режимы холостого хода;

3) режимы с отключенными регенеративными подогревателями;

4) беспаровые и малорасходные режимы;

5) моторный режим.

В соответствии с правилами технической эксплуатации отклонения частоты сети, а следовательно, и частоты вращения турбины не должны превышать 0,1 Гц, т.е. 0,2 %. Однако в реальных условиях из-за дефицита мощности в энергосистеме в часы пикового потребления или избытка ее в ночное время частота сети может отклоняться в значительно бóльших пределах. *Отклонения частоты вращения турбины прежде всего опасны для рабочих лопаток, которые могут на таких режимах попасть в резонанс и быстро разрушиться* (см. гл. 16). Поэтому завод-изготовитель турбины гарантирует длительную надежную работу турбины только в достаточно узком диапазоне частоты сети (49—50,5 Гц) и соответственно частоты вращения. При существенном отклонении частоты сети может происходить быстрое накопление повреждений от усталости, поэтому длительность таких режимов ограничивается.

Отклонения начальных параметров пара, параметров пара промежуточного перегрева и за турбиной приводит к изменению состояния пара внутри турбины, расхода пара через ее проточную часть и, как следствие, к изменению напряженности рабочих лопаток, стенок корпусов, диафрагм фланцевых соединений, осевого усилия, воспринимаемого колодками упорного подшипника, к ускоренному исчерпанию ресурса ряда деталей, появлению вибрации и другим явлениям. Отклонение какого-либо из параметров обычно имеет комплексное воздействие на турбину, подвергая опасности целый ряд его элементов. Например, повышение давления пара перед турбиной при полностью открытых регулирующих клапанах приводит к увеличению расхода пара через турбину, следствием чего является возрастание напряжений изгиба в рабочих лопатках, особенно последней ступени, увеличение осевого усилия на сегменты упорного подшипника, увеличение прогиба диафрагм, напряжений в шпильках фланцевого соединения, корпусе турбины, сопловых коробках и подводящих паропроводах.

Поэтому отклонения параметров пара допускаются лишь в определенных сравнительно узких пределах, оговоренных инструкциями по эксплуатации.

Для теплофикационных турбин особенно опасными являются отклонения параметров пара сверх допустимых в камерах отборов. Например, чрезмерное уменьшение давления в камере отбора приводит к недопустимой перегрузке рабочих лопаток последней ступени отсека, расположенного перед отбором.

Малорасходные режимы — это режимы с малым расходом пара через турбину, ее отдельные цилиндры или отсеки. К ним относятся беспаровой режим, холостой ход, режим нагрузки собственных нужд, моторный режим. При определенном соотношении параметров в малорасходный режим может попасть промежуточный отсек теплофикационной турбины. При работе по тепловому графику в малорасходном режиме работает ЦНД.

Беспаровым режимом называется режим работы при отсутствии расхода пара через цилиндр. Он возникает, например, в ЦНД при полном закрытии регулирующей диафрагмы. *Главная опасность малорасходных и беспаровых режимов — выделение большого количества тепла в «отсеченном»*

цилиндре и чрезмерный разогрев рабочих лопаток и корпуса турбины.

Холостым ходом называется работа турбины при номинальной частоте вращения с мощностью на зажимах генератора, равной нулю. *Главная опасность при холостом ходе — сильный разогрев выходной части турбины и появление сильной вибрации из-за вертикального смещения нагретых корпусов встроенных подшипников и нарушения линии валопровода.* Определенную опасность представляют и вибрационные напряжения в лопатках последних ступеней, увеличивающиеся при малых объемных расходах пара.

Режим нагрузки собственных нужд реализуется при расходе пара, обеспечивающем мощность, достаточную для электроснабжения всего оборудования энергоблока и общестанционного оборудования, необходимого для работы энергоблока; электрическая энергия в сеть при этом режиме не отпускается. Расход пара при нагрузке собственных нужд несколько больше, чем при холостом ходе, однако опасности практически такие же, как и при холостом ходе.

Моторный режим — это режим, при котором вращение ротора турбины осуществляется генератором при номинальной частоте вращения. При этом режиме пар в переднюю часть турбины не подается, в конденсаторе турбины поддерживается давление, близкое к номинальному, а охлаждение проточной части, нагревающейся за счет трения, осуществляется паром сниженной температуры от постороннего источника, подаваемым в ресивер ЦНД или в один из отборов ЦСД.

Переходные, или нестационарные режимы можно условно разделить на три вида: изменения нагрузки, пуски и остановки.

В свою очередь *изменения нагрузки* можно разделить на две категории: автоматические и плановые. Автоматические изменения нагрузки отрабатываются системой регулирования турбины с очень большой скоростью с целью поддержания неизменной частоты сети путем открытия или закрытия регулирующих клапанов в рамках регулировочного диапазона турбины или энергоблока. При этом в проточной части очень быстро изменяются давления и температуры и, как следствие, начинается переходный процесс от старого к новому состоянию. Как правило, вследствие малой мощности отдельных турбоагрегатов по сравнению с мощностью энергосистемы, изменения параметров не бывают очень глубокими, однако их число за срок эксплуатации может быть очень большим.

Плановые изменения нагрузки осуществляются машинистом турбины или энергоблока по требованию диспетчерской службы энергосистемы либо с целью обеспечения оптимальной выработки электроэнергии, либо с целью изменения мощности энергосистемы в соответствии с потребностями графика нагрузки. Плановые изменения мощности, как правило, более глубокие, чем автоматические, однако число их за срок службы гораздо меньше.

Пуском турбоагрегата называется процесс его подготовки к развороту, толчка ротора и разворота до синхронной частоты вращения, синхронизации и нагружения до требуемой мощности.

Пуски турбин различаются либо по времени простоя, либо по температуре металла перед пуском. Чаще всего пуск после нескольких часов простоя называют пуском из горячего резерва, после ночного простоя — пуском из горячего состояния, после простоя в воскресенье или в субботу и воскресенье — пуском из неостывшего состояния, при большей длительности простоя — пуском из холодного состояния. Однако температурное состояние у разных турбин даже одного типа, не говоря уже о турбинах разного типа, после простоя одной и той же длительности будет различным. Поэтому реально режим пуска определяется конкретным значением температуры корпуса турбины перед пуском.

Главная особенность пусковых режимов в общем случае состоит в значительном изменении температур и давлений пара внутри турбины вследствие изменения через нее расхода пара и температуры пара перед ней. Изменение температуры пара внутри турбины приводит к изменению температур деталей и их неравномерному прогреву, что, в свою очередь, приводит к опасности задеваний вращающихся деталей о неподвижные и необходимости учета возникающих температурных напряжений.

Остановкой турбоагрегата называется процесс его разгружения с прекращением подачи пара в турбину, отключения генератора от сети и выбега вплоть до момента включения валоповоротного устройства. Различают три вида остановок: в резерв, с расхолаживанием и аварийные.

Остановку в резерв ведут с учетом последующего пуска через относительно короткое время (после ночного простоя или после простоя в субботу и воскресенье). Поэтому ее ведут так, чтобы по возможности сохранить температуру оборудования, что облегчает последующий пуск.

Наоборот, остановку с расхолаживанием используют при последующем выводе оборудования в ремонт, для начала которого необходимо ее охлаждение до достаточно низкой температуры.

Аварийная остановка осуществляется при возникновении аварийных ситуаций, угрожающих аварией в настоящее время или в будущем, или при авариях. Авария — это событие, заключающееся в переходе турбины с высокого уровня работоспособности на существенно более низкий с крупным нарушением режима работы. Авария может привести к частичному или полному разрушению турбины, созданию опасных условий для человека и окружающей среды. Признаки аварийных ситуаций и аварий указаны в инструкциях по эксплуатации, и будут рассмотрены ниже.

При остановках турбины возникают такие же явления, как и при пуске, однако проявляются они более специфично и часто более опасно, чем при пусках.

11.3. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ПРОПУСКЕ ПАРА

11.3.1. Некоторые выводы из теории переменного режима

При рассмотрении любых режимов работы, в том числе и при переменном пропуске пара, необходимо ответить на два основных вопроса: как изменяется надежность работы отдельных узлов и деталей турбины и как изменяется ее мощность и экономичность.

Наиболее напряженными деталями турбины являются рабочие лопатки, особенно лопатки регулирующей ступени, ступеней, примыкающих к камерам отборов, последних ступеней. Поэтому в первую очередь необходимо знать, как изменяется напряженность рабочих лопаток при изменении режима. Вторым узким местом в турбине является ее упорный подшипник, надежность работы которого при нормальной эксплуатации определяется осевыми усилиями, приложенными к ротору. При отдельных режимах слабыми могут оказаться и другие детали турбоустановки, например, диафрагмы, валопровод, подшипники, паропроводы.

Снижение экономичности турбоустановки и турбины при переходе на частичный режим работы является, как правило, неизбежным, и вопрос стоит только в том, как необходимо осуществлять частичные режимы, с тем, чтобы потеря в экономичности была минимальной.

Для понимания того, в какой степени изменится состояние пара в проточной части при изменении пропуска пара, необходимо знать несколько главных положений, которые следуют из теории переменного режима паровых турбин.

При переменном пропуске пара через отсек турбины изменение давления и температуры перегретого пара перед и за ним приближенно подчиняется формуле Флюгеля-Стодолы:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}\sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}}, \qquad (11.1)$$

где p_{00}, T_{00} — давление и температура перед отсеком; p_{z0} — давление за отсеком при некотором, например, номинальном пропуске пара G_0; p_{01}, T_{01}, p_{z1} — те же величины для расхода пара G на измененном режиме.

Поскольку параметры пара G_0, p_{00}, T_{00}, p_{z0} для номинального режима известны и могут рассматриваться как постоянные, то видно, что соотношение (11.1) связывает четыре величины для измененного режима: расход пара G, давление p_{01}, температуру T_{01} перед отсеком и давление за отсеком p_{z1}. Три из этих величин могут быть заданы, а четвертая определится соотношением (11.1). Если изменились параметры перед отсеком и давление за ним, то этот отсек может пропустить вполне определенный массовый расход пара (кг/с). Наоборот, изменить расход пара через отсек можно либо изменением параметров перед ним (например, для увеличения расхода пара можно повысить давление перед отсеком), либо за ним (снизить давление для рассматриваемого случая), либо и тем и другим одновременно.

Соотношение (11.1) справедливо для отдельных отсеков турбины и даже для всей турбины в целом при одном, однако, условии: при двух сравниваемых режимах рассматриваемые отсеки (или вся турбина) должны иметь одни и те же проходные сечения. В частности, например, нельзя с помощью формулы (11.1) определять давление перед соплами регулирующей ступени, так как она имеет переменную парциальность, однако ее с успехом можно использовать для определения давления в отсеке, объединяющем все нерегулируемые ступени, в том числе для определения давления в камере регулирующей ступени. Нельзя применять эту формулу и для случая, когда в отсеке имеется отбор пара, включенный при одном и выключенный при другом режиме.

Во многих случаях отношение абсолютных температур в проточной части изменяется мало, поэтому $T_{00} \approx T_{01}$ и формула (11.1) может быть упрощена. Для конденсационного режима для всех отсеков, начиная с регулирующей ступени, $p_2^2 << p_0^2$, и тогда приближенно верно соотношение:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}}, \qquad (11.2)$$

т.е. *в проточной части турбины при конденсационном режиме давления пара в ступенях пропорциональны расходу пара.* Можно сказать по-другому: *если уменьшать расход пара через турбину, то давления в ее проточной части, начиная с регулирующей ступени, будут изменяться пропорционально расходу.*

Для турбин с противодавлением отклонения от пропорциональности тем больше, чем выше противодавление и чем ближе рассматриваемая ступень к концу турбины.

На рис. 11.1 в качестве примера показано изменение давления в первых пяти отборах турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при конденсационном режиме, иллюстрирующее пропорциональность расхода и давлений в ступенях.

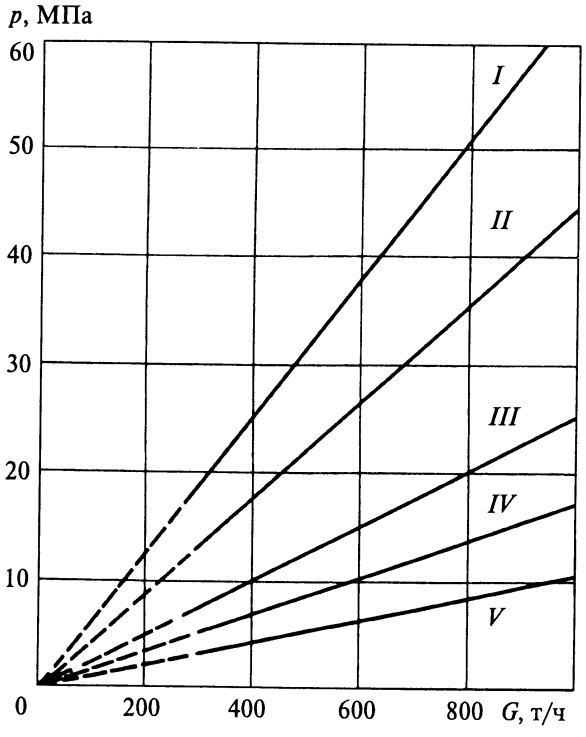


Рис. 11.1. Изменение давлений в камерах первых пяти отборов турбины Т-250/30-23,5 ТМЗ в зависимости от расхода пара на турбину при конденсационном режиме и номинальных параметрах пара и питательной воды (римские цифры — номера отборов из турбины)

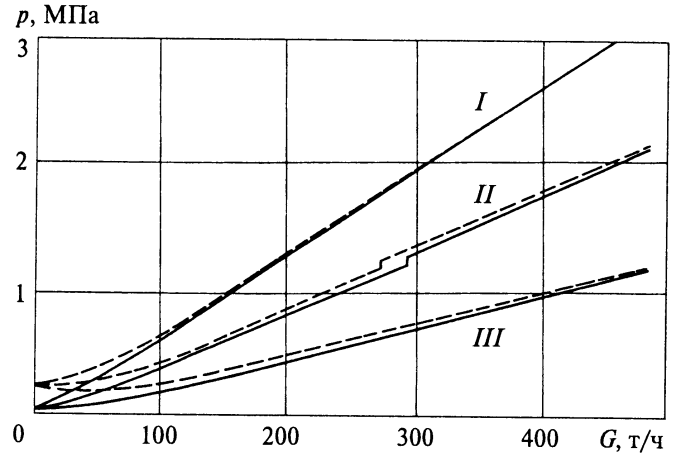


Рис. 11.2. Изменение давлений в турбине Т-100/120-12,8-3 ТМЗ в зависимости от расхода пара в камерах первых трех отборов (номера на кривых) при теплофикационном режиме работы (сплошные линии — давление в верхнем теплофикационном отборе 0,25 МПа, штриховые — 0,06 МПа). Излом на кривых — переключение деаэратора на питание со *II* на *III* отбор

При работе турбины в теплофикационном режиме пропорциональность давлений в ступенях и расходе пара на турбину нарушается в тем большей степени, чем ближе ступень расположена к регулируемому отбору пара и чем выше давление в отборе. Это хорошо видно из сравнения рис. 11.2 и 11.3.

Таким образом, при изменении пропуска пара через турбину изменяются параметры пара перед и за ступенью, что *в общем случае приводит к изменению теплоперепада ступени*; это влечет за собой изменение треугольников скоростей, отклонение отношения скоростей $x_ф$ от оптимального и снижение КПД ступени. Действительно, если, например, теплоперепад ступени уменьшился, то на выходе из сопловой решетки пар будет иметь скорость $c_{11} < c_1$ (рис. 11.4), направленную под прежним углом α_1. Поскольку окружная скорость u осталась прежней, если частота вращения не изменилась, то пар будет входить в рабочую решетку с относительной скоростью w_{11}, отличной и по значению, и по направлению от скорости w_1. Аналогичным образом изменится и выходной треугольник скоростей. Обтекание рабочей решетки ступени (и сопловой решетки следующей ступени) будет отличным от принятого при проектировании, и в решетке возникнут повышенные потери. Аналогичный результат можно получить при рассмотрении треугольников скоростей

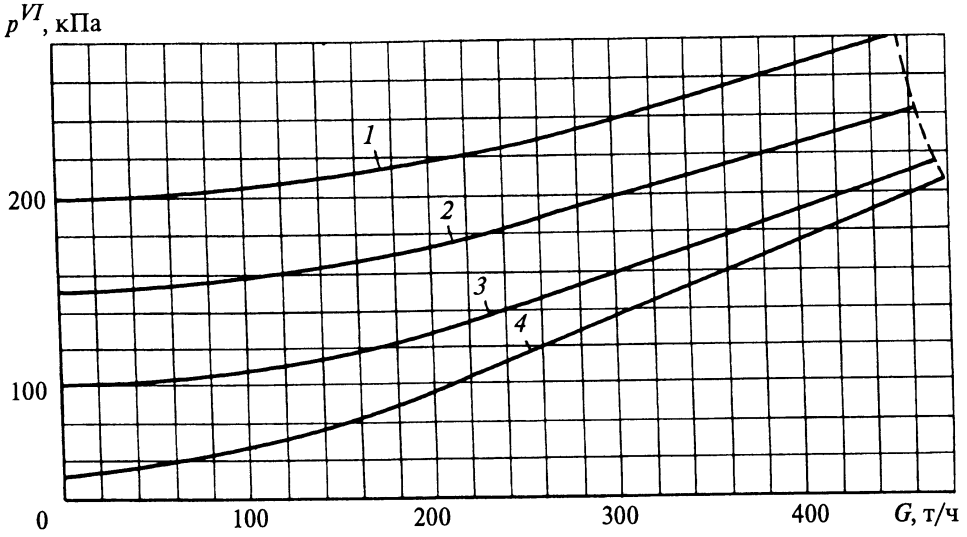


Рис. 11.3. Изменение давления в камере VI отбора турбины Т-100/120-12,8-3 в зависимости от расхода пара на турбину при различных давлениях в нижнем теплофикационном отборе (одноступенчатый нагрев сетевой воды)
1, 2, 3, 4 — давления в нижнем теплофикационном отборе соответственно 200, 150, 100 и 50 кПа

для увеличенного по сравнению с расчетным (проектным) теплоперепада ступени.

Если рассмотреть некоторый отсек, то путем рассуждений легко убедиться, что при изменении через него расхода пара теплоперепады отдельных ступеней изменяются неодинаково. Действительно, поскольку в ступенях при расширении пара происходят процессы, близкие к изоэнтропическим, то их теплоперепад определяется отношением давлений p_0/p_2 перед и за ступенью. Как видно из рис. 10.2, отношение давлений для многих отсеков (и, следовательно, их ступеней) остается постоянным, и поэтому остаются постоянными и их теплоперепады. Однако для последних ступеней отсека пропорциональность отношения давлений нарушается и соответственно изменяются их теплоперепады. Таким образом, *при изменении расхода пара через группу ступеней изменяются их теплоперепады, однако в основном это относится к последней или нескольким последним ступеням группы.* Все предыдущие ступени работают практически с неизменными теплоперепадами. На рис. 11.5 показано, как изменяются теплоперепады каждой из ступеней группы, состоящей из пяти ступеней. Видно, что если пропуск пара уменьшить вдвое, то практически вдвое уменьшится и теплоперепад последней ступени, в то время как теплоперепад *I*, *II*, *III* ступеней изменится не более чем на 20 %.

Таким образом, *для всех ступеней отсека, кроме нескольких последних, при изменении пропуска пара отношение $x_ф$ остается практически постоянным, и поэтому их КПД не изменяется.*

Отсюда также следует ряд важных выводов, определяющих надежность работы теплофикационной турбины.

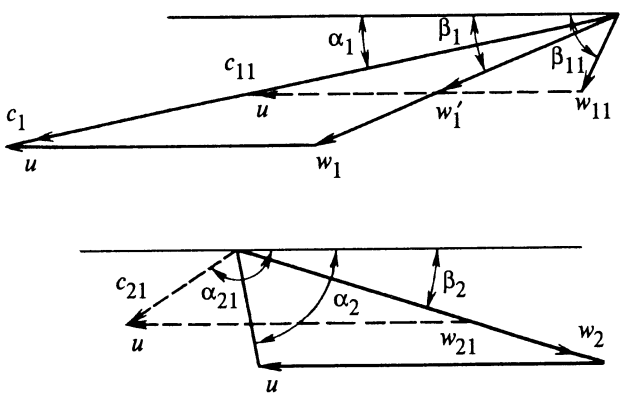


Рис. 11.4. Изменение треугольников скоростей в ступени при уменьшении ее теплоперепада

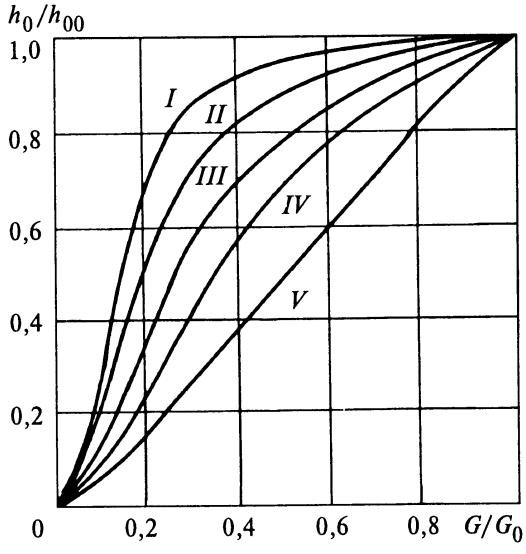


Рис. 11.5. Изменение располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней в отсеке из пяти ступеней (римские цифры — номера ступеней в отсеке)

Если теплофикационная турбина работает на конденсационном режиме и расход через ЦНД увеличится сверх расчетного (например, из-за отключения ПВД), то теплоперепад последней ступени возрастет в наибольшей степени, и она окажется перегруженной.

Если теплофикационная турбина работает по тепловому графику и одноступенчатом нагреве сетевой воды, то при увеличении тепловой нагрузки расход пара через промежуточный отсек увеличивается, и теплоперепад его последней ступени (ее часто называют «предотборной») увеличится в наибольшей степени.

Особенно сложно изменяются теплоперепады ступеней промежуточного отсека при двухступенчатом нагреве сетевой воды, когда изменение давлений перед отсеком и за ним зависит от многих факторов, в частности, от расхода и температуры обратной сетевой воды.

Другой важный вывод, который следует из анализа треугольников скоростей, состоит в том, что *при изменении отношения скоростей* $x_ф$ *изменяется реактивность* ρ. Действительно, в рассмотренном выше случае уменьшения теплоперепада ступени при изменении расхода пара этот расход при неизменном давлении перед рабочей решеткой можно было бы пропустить через нее только при относительной скорости входа w_1', направленной под углом β_1. Если же относительная скорость входа равна w_{11}, то для пропуска того же расхода пара через то же сечение потребуется большее давление пара перед рабочей решеткой, следовательно, реактивность возрастет. *Увеличение реактивности при том же давлении за ступенью приводит к увеличению осевого давления на диск соответствующей ступени.*

При уменьшении отношения скоростей $x_ф$, вызванном увеличением теплоперепада ступени и $p_2 =$ = const, осевое давление на диск уменьшается.

Таким образом, *при изменении расхода пара через группу ступеней осевое усилие, действующее на рабочие диски и рабочие лопатки этой группы, изменяется пропорционально расходу пара.*

Приведенные положения теории переменного режима позволяют рассмотреть работу теплофикационных турбин различного типа при переменном пропуске пара.

11.3.2. Работа турбины при переменном режиме с постоянным начальным давлением

Рассмотрим переменный режим турбин, у которых при изменении нагрузки начальные параметры пара остаются неизменными. Рассмотрим сначала работу турбины, не имеющей отборов пара на регенеративные подогреватели в конденсационном режиме. В такой турбине из-за малого давления в конденсаторе давления в ступенях будут прямо пропорциональны расходу свежего пара. Таким образом, давление в камере регулирующей ступени будет изменяться пропорционально расходу пара, что, однако, приведет к существенному изменению теплоперепада только последней или нескольких последних ступеней.

При увеличении расхода пара давление в камере регулирующей ступени повышается, суммарный теплоперепад всех нерегулируемых ступеней также увеличивается, однако это произойдет в основном за счет увеличения теплоперепада последней ступени. Поскольку давление в камере регулирующей ступени возросло, теплоперепад регулирующей ступени уменьшился. Таким образом, оказывается, что почти все нерегулируемые ступени, кроме последней, вырабатают дополнительную мощность в соответствии с возросшим расходом пара, а последняя — в соответствии с возросшими расходом пара и теплоперепадом. Такое увеличение мощности возможно только за счет увеличения окружной силы, вращающей колесо турбины. Таким образом, окружная сила, изгибающая рабочую лопатку в плоскости колеса, с ростом расхода пара увеличивается.

В результате оказывается, что *при увеличении расхода пара через турбину рабочие лопатки последней ступени перегружаются и за счет увеличения расхода, и за счет увеличения теплоперепада.* Поскольку рабочие лопатки последней ступени и так работают почти на пределе своей механической прочности, то даже небольшое увеличение расхода пара угрожает их надежности. Кроме того, увеличение расхода пара приводит к пропорциональному росту осевого усилия и увеличению нагрузки на колодки упорного подшипника.

Поэтому увеличение мощности теплофикационной турбины сверх номинальной при работе в конденсационном режиме может производиться эксплуатационным персоналом строго в рамках допустимых пределов. Эти пределы указаны в инструкциях по обслуживанию.

Приведенный анализ справедлив, конечно, и при учете отборов пара на регенеративный подогрев питательной воды. Определяется это тем, что расходы пара на регенеративные подогреватели прямо пропорциональны давлениям пара в камерах отборов, т.е. в проточной части. Можно сказать даже больше: полученный вывод о перегрузке рабочих лопаток с увеличением расхода пара справедлив для любого отсека проточной части турбины с неизменяющимся вдоль него расходом пара. Поэтому даже при постоянном общем количестве пара, поступающего в турбину, при изменении расхода через отдельные ее отсеки напряжения в рабочих лопатках последних ступеней этих отсеков будут также изменяться.

Например, при сознательном или аварийном отключении группы ПВД от питания паром из отборов турбины, даже при неизменном расходе пара, поступающего в турбину, расход пара через отсеки, расположенные за камерами отбора, возрастает, что приводит к перегрузке изгибными напряжениями рабочих лопаток последней ступени. При этом одновременно возрастает и осевое усилие на упорный подшипник. Поэтому завод-изготовитель турбины, учитывая возможность таких режимов в условиях эксплуатации, либо закладывает определенный запас в конструкцию рабочих лопаток последней ступени и в упорный подшипник и допускает работу без ограничений, либо требует от эксплуатационного персонала таких действий, которые поддержали бы расход пара через последние ступени неизменным. Проще всего это осуществить уменьшением нагрузки турбины, т.е. расхода пара, поступающего в нее.

Если, например, на турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ с максимальным расходом пара на турбину 980 т/ч произойдет отключение группы ПВД, то инструкция по эксплуатации требует от персонала снижения расхода пара до 795 т/ч. Практически это осуществляется снижением давления в камере регулирующей ступени с 19,1 МПа (режим максимального пропуска пара) до 15,9 МПа, т.е. примерно на 17 %. Если этого не сделать, то при работе в конденсационном режиме перегрузится последняя ступень, при работе по тепловому графику с одним ПСГ-1 — последняя ступень ЦСД-2, при работе по тепловому графику с двумя ПСГ — предотборная ступень перед камерой верхнего теплофикационного отбора.

Все изложенное легко видоизменить, чтобы провести анализ работы отсека турбины при уменьшении расхода пара: разгрузка турбины происходит в большей степени за счет разгрузки последней ступени, которая при этом попадает в более благоприятные условия работы.

Рассмотрим теперь работу первой ступени турбины. Если турбина имеет дроссельное парораспределение, то первую ступень турбины нужно рассматривать вместе с остальными, т.е. можно включать в группу ступеней, и все полученные выше выводы сохранятся. Но этого нельзя делать при сопловом парораспределении, когда парциальность регулирующей ступени изменяется при изменении расхода пара.

Особенность работы регулирующей ступени состоит в том, что в общем случае изменяется давление и за ней (в камере регулирующей ступени), и перед ней (вследствие дросселирования пара в регулирующем клапане), несмотря на то, что давление пара перед регулирующими клапанами можно считать постоянным.

На рис. 11.6 показаны диаграммы изменений расхода пара через отдельные группы сопл и изме-

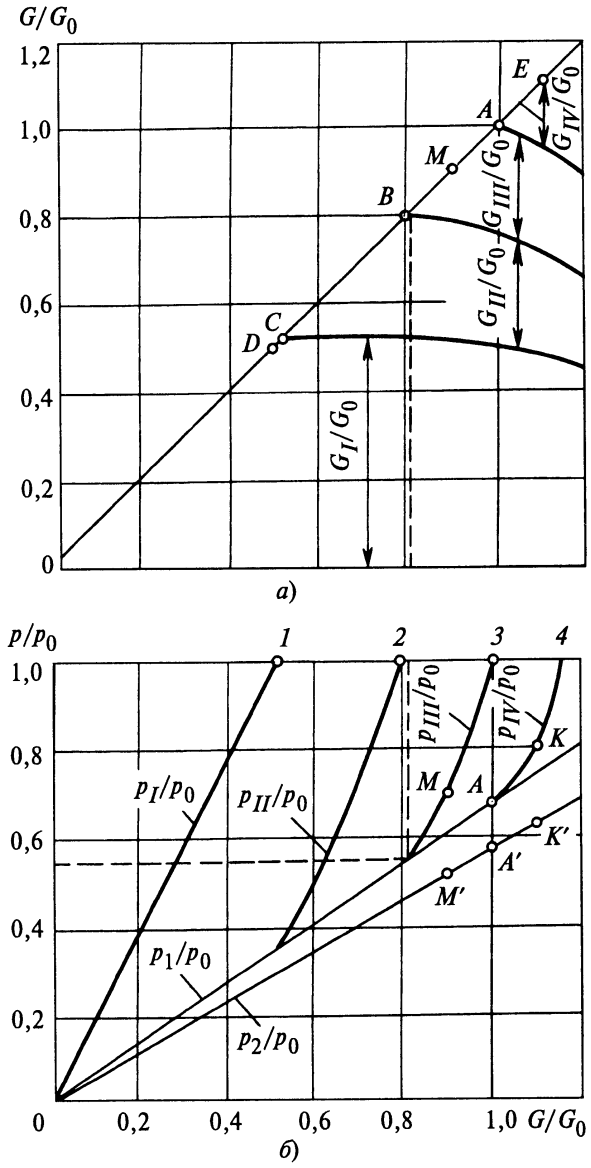


Рис. 11.6. Распределение потока пара между сопловыми сегментами (*а*) и давлений (*б*) за регулирующими клапанами в турбине с сопловым парораспределением

нения давлений в регулирующей ступени для турбины с четырьмя регулирующими клапанами при изменении расхода через турбину.

Диаграмма на рис. 11.6, *а* позволяет определить, в каком положении находятся регулирующие клапаны при выбранном расходе пара. Например, расход пара, равный половине номинального (точка *D*), обеспечивается одним не полностью открытым клапаном; номинальный режим (точка *A*) обеспечивается при полном открытии трех клапанов, а открытием четвертого регулирующего клапана можно осуществить перегрузку турбины в допустимых пределах.

Диаграмма на рис. 11.6, *б* позволяет определить, как изменяются давления. При номинальном режиме, если пренебречь дросселированием в первых трех регулирующих клапанах, т.е. если считать, что давление перед соответствующими группами сопл совпадает с давлением свежего пара (точки *1*, *2* и *3*), давление в зазоре между рабочей и сопловой решетками изображается точкой *A*, а за ступенью — точкой *A′*. При этом (рис 11.6, *а*) первый клапан обеспечивает 50 % расхода, второй — 26 %, а третий — 24 %.

Посмотрим, как изменяются условия работы при увеличении расхода пара, например на 10 % (точка *E*). В этом случае давление пара в камере регулирующей ступени увеличится также на 10 % (точка *K′*), а теплоперепад, относящийся к потокам пара, проходящим через первые три регулирующих клапана, уменьшится. Но этого мало. Уменьшится и расход пара через эти клапаны, как видно из рис. 11.6, *а* (хотя суммарный расход за счет открытия четвертого клапана увеличится). Поэтому, когда рабочие лопатки при своем вращении будут проходить перед первой, второй и третьей сопловыми группами, на них будет действовать меньшее усилие при расходе пара 110 %, чем при расходе пара 100 %. Конечно, эти усилия будут еще меньше при прохождении лопаток перед перегрузочной группой сопл. Таким образом, *увеличение расхода пара через ЦВД турбины сверх номинального приводит к уменьшению напряжений в лопатках регулирующей ступени.*

Рассмотрим теперь случай, когда расход пара снижается на 10 % посредством частичного закрытия третьего клапана. В этом случае давление в камере регулирующей ступени упадет также на 10 % (точка *M′*), а поскольку первый клапан остался попрежнему полностью открытым, теплоперепад регулирующей ступени по первому потоку возрастет. Расход пара через этот клапан, как видно из рис. 11.6, *а*, также возрастает, так как течение в нем было докритическим. Ясно, что уменьшение расхода через турбину приведет к увеличению напряжений изгиба в рабочих лопатках регулирующей ступени. *Наибольших значений напряжения достигнут тогда, когда в работе останется только один полностью открытый клапан.* На этом режиме при давлении перед соплами, равном давлению свежего пара, давление в камере регулирующей ступени достигнет самого низкого значения. В регулирующей ступени будет срабатываться максимальный перепад, а расход пара через эту группу сопл будет максимальным.

При дальнейшем уменьшении расхода пара прикрытием единственного клапана напряжения будут уменьшаться из-за дросселирования пара в клапане.

Изменение напряжений изгиба в лопатках регулирующей ступени при изменении пропуска пара приводит к тому, что «классическая» система парораспределения со строго поочередным открытием регулирующих клапанов почти никогда не используется.

Пример 11.1. На рис. 11.7 показана диаграмма парораспределения турбины Т-100/120-12,8-3 ТМЗ. Регулирующие клапаны открываются с перекрышей: клапан РК № 2 начинает открываться при расходе пара G_0 = 160 т/ч и в дальнейшем клапаны РК № 1 и РК № 2 открываются одновременно вплоть до расхода 340 т/ч. Аналогичным образом регулирующий клапан РК № 3 начинает открываться при расходе пара G_0 = 370 т/ч при неполностью открытом клапане РК № 2. Подключение следующего регулирующего клапана с перекрышей приводит к тому, что пар, поступающий к еще неполностью открытому клапану, дросселируется, чем уменьшается теплоперепад потока пара и снижаются напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени.

Таким образом, в системе парораспределения реальной паровой турбины при работе в режимах с постоянным начальным давлением всегда имеется потеря давления в неполностью открытых клапанах.

Пример 11.2. На рис. 11.8 показана схема подвода пара к сопловым коробкам турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, а на рис 11.9 — диаграмма парораспределения. Турбина имеет четыре сопловых коробки, пар к которым подводится из двух блоков стопорно-регулирующих клапанов (см. рис. 4.31), в каждом из которых размещено по три регулирующих клапана. До расхода пара $G_0 \approx 730$ т/ч первые четыре клапана открываются одновременно и

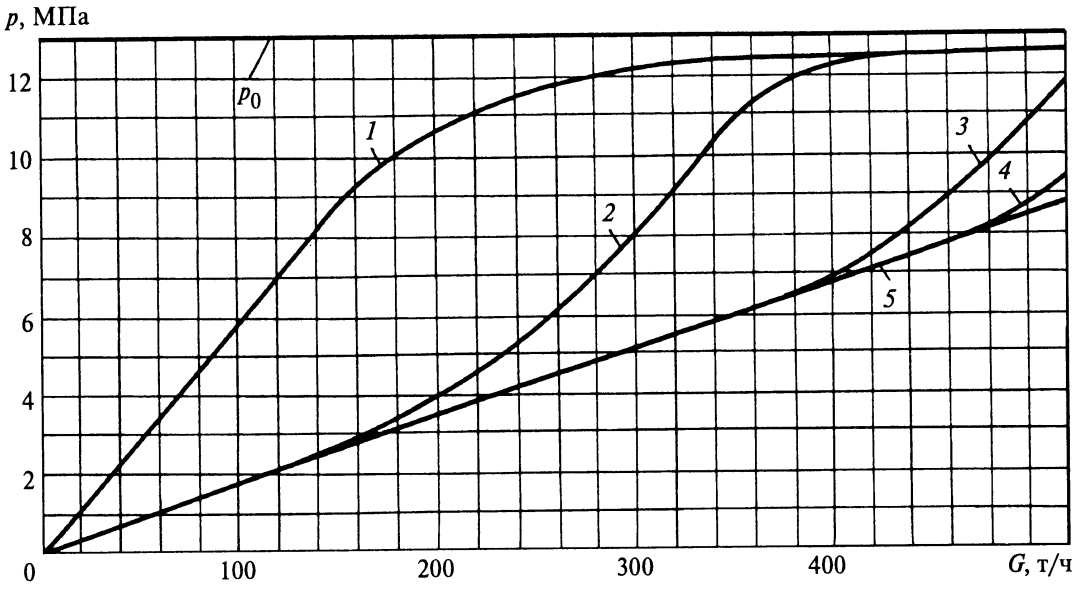


Рис. 11.7. Диаграмма парораспределения турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ
1, 2, 3, 4 — давления за регулирующими клапанами РК № 1 — РК № 4; *5* — давление в камере регулирующей ступени; p_0 — давление перед турбиной

подводят пар к *I* и *II* сопловым коробкам, расположенным в верхней и нижней половинах корпуса. Таким образом, при работе с постоянным начальным давлением вплоть до расхода через ЦВД 730 т/ч, как хорошо видно из рис. 11.9, реализуется дроссельное парораспределение. Пятый клапан РК № 5 открывается с перекрышей, подает пар в сопловую коробку *III*. При пяти полностью открытых клапанах достигается номинальная мощность турбины, а клапан РК № 6 является перегрузочным и используется при сниженных параметрах свежего пара.

Принятый порядок открытия регулирующих клапанов обеспечивает невысокие напряжения изгиба в рабочих лопатках регулирующей ступени. С другой стороны, работа турбины при расходе пара менее 730 т/ч при фактически дроссельном парораспределении является неэкономичной, и поэтому при разгружении турбины на длительное время переходят на регулирование нагрузки скользящим давлением.

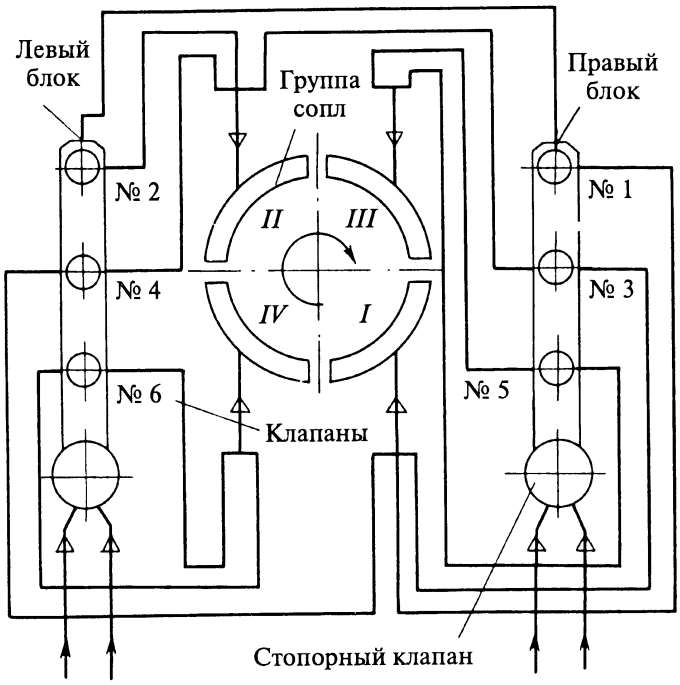


Рис. 11.8. Схема подвода пара от стопорно-регулирующих клапанов турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ к сопловым коробкам

Изменение пропуска пара через турбину с сопловым парораспределением приводит не только к изменению напряжений в рабочих лопатках регулирующей ступени, но и к изменению температуры в ее камере: с увеличением нагрузки температура растет, а с уменьшением падает.

Пример 11.3. Определим параметры пара в камере регулирующей ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при номинальном расходе пара G_0 = 980 т/ч и при режиме открытых четырех клапанов, подводящих пар к левой верхней и правой нижней сопловым коробкам (см. рис. 11.8) при расходе пара 200 т/ч. (Заметим, что здесь мы не рассматриваем, как этот режим осуществить.) Примем, что вследствие дросселирования в стопорном клапане параметры пара перед регулирующими клапанами равны: p_0 = 23 МПа, t_0' = 538 °С. Для простоты расчета будем считать, что относительные внутренние КПД регулирующей ступени для двух рассматриваемых режимов известны и составляют 0,755 и 0,639.

Выполним сначала расчет для номинального режима. По параметрам p_0 и t_0, пользуясь *h, s*-диаграммой, определим начальную энтальпию пара: h_0 = 3323 кДж/кг. Давление в камере регулирующей ступени найдем с помощью диаграммы парораспределения турбины, показанной на рис. 11.9. При заданном расходе пара оно составит p_{20} = 18,47 МПа. Нанося изоэнтропийный процесс расширения пара в регулирующей ступени в *h, s*-диаграмме (рис. 11.10), получим энтальпию в конце процесса рас-

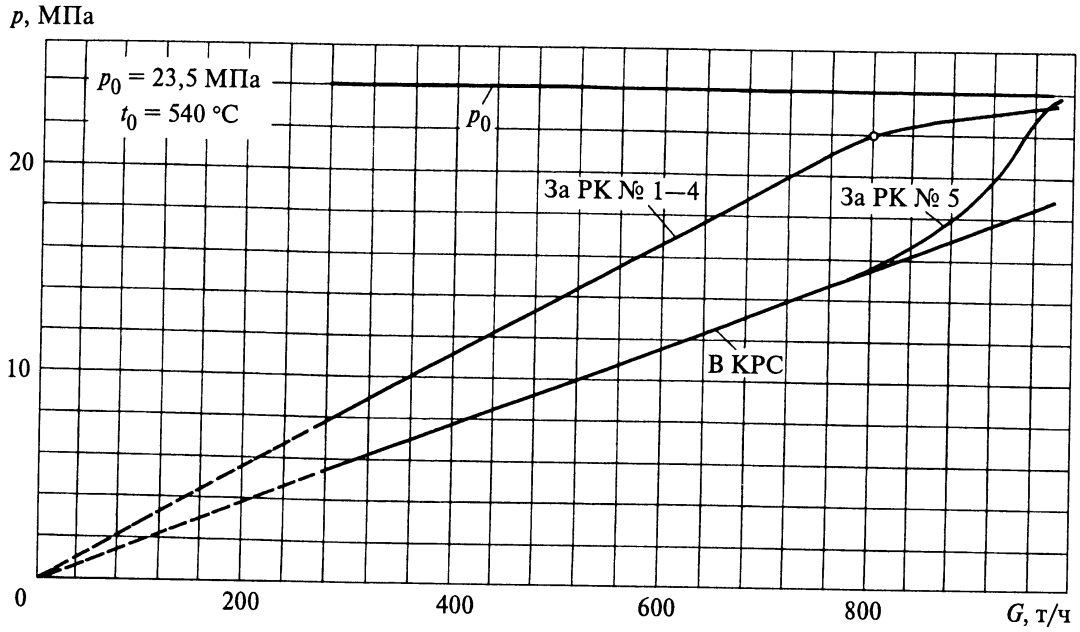


Рис. 11.9. Диаграмма парораспределения турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ
КРС — камера регулирующей ступени

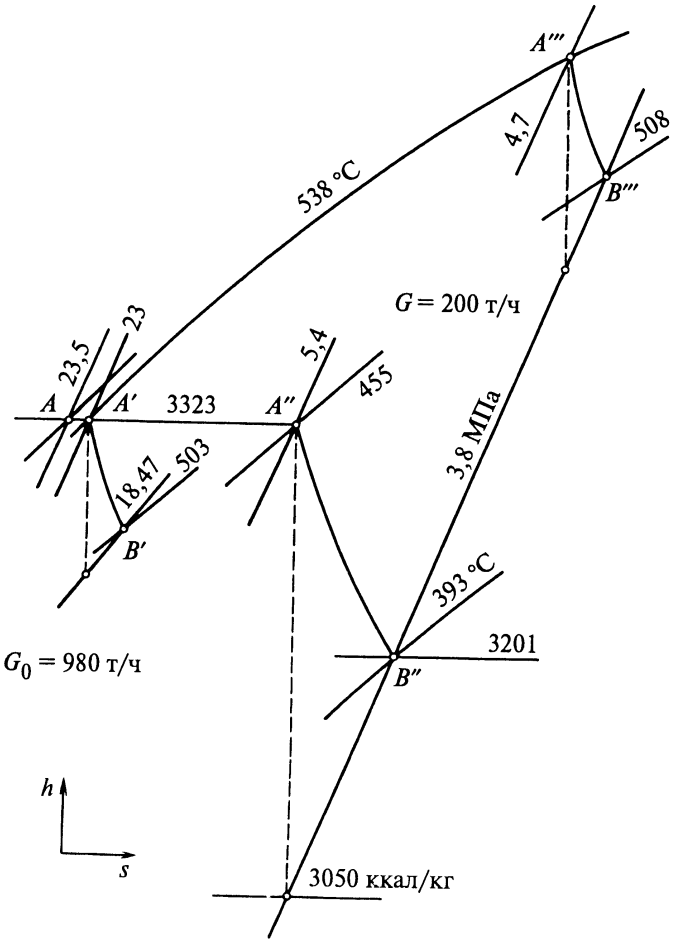


Рис. 11.10. Процессы расширения пара в регулирующей ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при расходах пара 200 и 980 т/ч

ширения: h_{2t} = 3272 кДж/кг. Следовательно, использованный теплоперепад ступени турбины составит H_i = $= (h_0 - h_{2t})\eta_{0i} = (3323 - 3272) \cdot 0{,}755 = 51$ кДж/кг.

Определив на h, s-диаграмме точку B', соответствующую энтальпии $h_2 = h_0 - H_i = 3323 - 51 = 3272$ кДж/кг и давлению p_{20} = 18,47 МПа, получим температуру в камере регулирующей ступени: t_{20} = 503 °C.

Теперь выполним расчет для режима частичной нагрузки. Пользуясь рис. 11.9, получим, что при G_1 = 200 т/ч, давление за клапанами 5,4 МПа, а давление в камере регулирующей ступени p_{21} = 3,8 МПа. Расчет этого режима можно выполнить совершенно аналогично и получить использованный теплоперепад регулирующей ступени для рассматриваемого режима H_i = 122,5 кДж/кг. Таким образом, из сравнения режимов следует, что уменьшение расхода пара до 20 % привело к увеличению теплоперепада регулирующей ступени почти вдвое. Точке B'' конца процесса будут отвечать энтальпия h_2' = 3201 кДж/кг и температура t_{21} = 393 °C. Следовательно, при уменьшении расхода пара до 20 % температура в камере регулирующей ступени уменьшилась на 110 °C.

При сопловом парораспределении при режимах частичной нагрузки КПД турбины уменьшается. Это связано с дросселированием пара в частично открытых клапанах и увеличением теплоперепада регулирующей ступени, экономичность которой всегда ниже, чем последующих ступеней. В неблагоприятных условиях находятся мощные турбины, спроектированные для работы в узком диапазоне нагрузок, близких к номинальным. Из рис. 11.9 видно, что до 80 % нагрузки парораспределение турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ является дроссельным, а

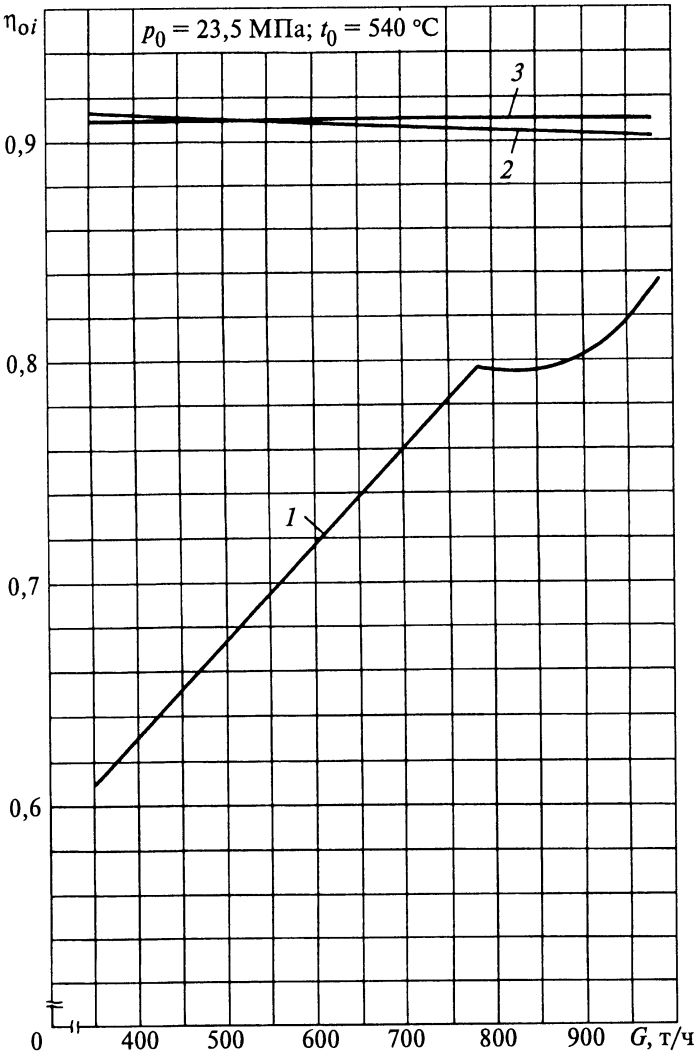


Рис. 11.11. Изменение относительного внутреннего КПД ЦВД (кривая *1*), ЦСД-1 (кривая *2*), ЦСД-2 (кривая *3*) турбины Т-250/300-23,4 ТМЗ

с 80 % — сопловым. На рис. 11.11 кривая *1* изображает изменение КПД ЦВД этой турбины в зависимости от расхода пара. Она полностью подтверждает приведенные выше соображения: как только турбина переходит на дроссельное парораспределение, с уменьшением расхода пара ее КПД начинает резко падать. На этом же рисунке хорошо видно, что КПД ЦСД-1 и ЦСД-2 изменяется очень мало, так как теплоперепады и, следовательно, КПД их ступеней остаются неизменными при снижении нагрузки.

Поэтому обычно все турбины, работающие при переменных нагрузках, снабжают большим числом регулирующих клапанов (в частности, турбины с противодавлением и с отборами, особенно чувствительными к дросселированию пара в клапанах).

11.3.4. Работа турбины при переменном режиме со скользящим начальным давлением

Для блочных турбин можно применить другой способ регулирования нагрузки, принципиально отличный от рассматриваемых соплового и дроссельного. При блочной компоновке котла и турбины можно просто понизить начальное давление, уменьшая расходы топлива и питательной воды в котел. При этом его режимы можно вести так, чтобы температура пара перед турбиной не изменялась и оставалась номинальной. Такой метод регулирования нагрузки называют режимом скользящего давления. Регулирующие клапаны (все или их часть) при его осуществлении полностью или почти полностью открыты, а расход пара через турбину, пропорциональный начальному давлению, регулируется котлом.

Преимущества использования скользящего давления для турбины при снижении нагрузки можно увидеть на рис. 11.10. При номинальной нагрузке турбины процесс расширения пара, как показано в примере 11.3, идет в h, s-диаграмме по линии $AA'B'$. При снижении нагрузки с помощью регулирующих клапанов до 200 т/ч процесс расширения пара в регулирующей ступени изображается линией $AA''B''$. В этом случае температура пара в камере регулирующей ступени снизится на 110 °С.

Если при работе со скользящим давлением необходимо снизить расход пара с 980 до 200 т/ч, то давление перед проточной частью турбины следует уменьшить в отношении 200/980, т.е. до 4,7 МПа. Оставляя прежней температуру пара перед турбиной и двигаясь вдоль изотермы t_0 = 538 °С до изобары 4,7 МПа, можно прийти в точку A''' с большей энтальпией, чем в точке A'. Линия $A'''B''$ изображает процесс расширения пара для режима скользящего давления. При этом режиме температура в камере регулирующей ступени даже возрастает на 5 °С по сравнению с номинальным режимом. Таким образом, *при скольжении давления во всем диапазоне изменения нагрузки температура пара в первой ступени, т.е. в камере регулирующей ступени, остается практически неизменной и поэтому температурные расширения и напряжения в деталях турбины не ограничивают скорости изменения нагрузки* (см. § 11.8). Скорость изменения нагрузки при этом будет определяться мобильностью котла. Однако его инерция весьма значительна, поэтому энергоблок, нагрузка которого изменяется скольже-

нием давления, не может участвовать в регулировании частоты сети, когда требуется изменить мощность в течение нескольких секунд.

Для того, чтобы исключить этот недостаток, можно перейти на так называемое комбинированное или гибридное парораспределение. Начальное снижение нагрузки производят одним из клапанов (например, в турбине Т-250/300-23,5 пятым клапаном), а скольжение производить при оставшихся полностью открытых регулирующих клапанах.

Пример 11.4. На рис. 11.12 показано, как в турбине Т-250/300-23,5 изменяются температура пара за регулирующими клапанами (линии *AB* и *AC*) и температура пара в камере регулирующей ступени $t_{КРС}$ при снижении нагрузки при постоянном давлении. Линия *DE* определяет уменьшение температуры в камере регулирующей ступени при закрытии РК № 5 при постоянном начальном давлении, а линия *EL* — при скольжении при четырех полностью открытых клапанах. Видно, что и в этом случае температура в камере регулирующей ступени изменяется существенно меньше, чем при регулировании нагрузки клапанами при постоянном начальном давлении.

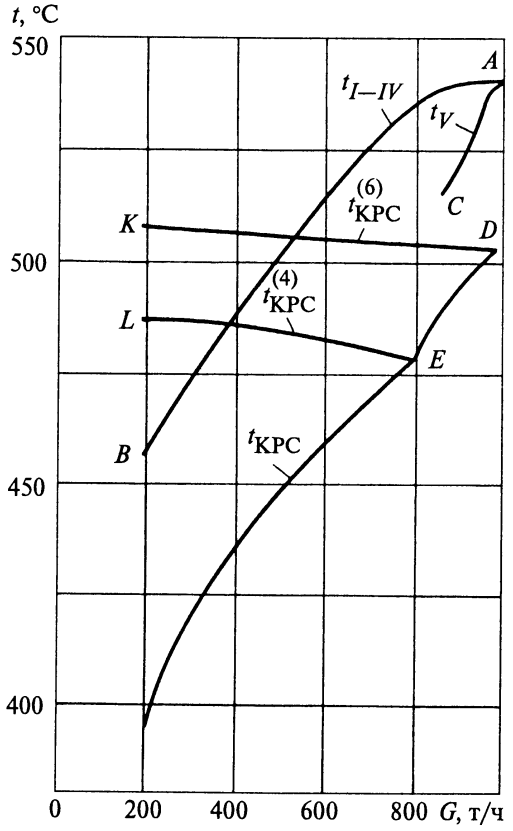


Рис. 11.12. Изменение температур пара за регулирующими клапанами и в камере регулирующей ступени от расхода свежего пара при регулировании расхода пара клапанами и скользящим давлением при полностью открытых всех и четырех открытых клапанах

При работе на скользящем давлении регулирующая ступень становится почти обычной ступенью турбины (с небольшой потерей от парциальности и потерей с выходной скоростью). Ее КПД изменяется очень мало, так как отношение давлений перед ступенью и за ней и, следовательно, $x_ф$ изменяются мало. Поэтому и КПД всего ЦВД при снижении нагрузки изменяется мало.

Далее, при снижении нагрузки процесс расширения заканчивается при более высокой энтальпии не только для регулирующей ступени, но и для всего ЦВД в целом. Поэтому для нагрева пара в промежуточном перегревателе для обеспечения требуемых параметров перед ЦСД, которые не зависят от того, каким образом изменяется расход пара, требуется меньше тепла, возникает экономия топлива и облегчается поддержание температуры пара перед ЦСД.

Особенно большие преимущества имеет регулирование нагрузки скользящим давлением для энергоблоков сверхкритического давления при возможности надежной работы котла со скользящим давлением в его тракте. Действительно, до сих пор не говорилось о том, каким образом получить пар сниженных параметров перед турбиной. Нормальная работа прямоточного котла очень часто возможна только при полном давлении рабочей среды до встроенной задвижки котла (см. § 13.4). В этом случае питательный насос создает полное давление, а встроенная задвижка дросселирует его до уровня необходимого для работы турбины. Конечно, такой режим работы не является экономичным, однако даже в этом случае использование скользящего давления обычно оказывается целесообразным.

В последнее время все большее число котлов энергоблоков, спроектированных на сверхкритические параметры пара, приспосабливают к работе со сниженным давлением рабочей среды — вплоть до режима с докритическим давлением питательной воды. В этом случае можно снизить мощность питательного насоса (а она пропорциональна давлению, развиваемому насосом) и получить за счет этого дополнительную выгоду.

Сниженная мощность турбопитательного насоса позволяет при разгружении турбины дольше пользоваться паром из более низкого отбора. Последнее обстоятельство особенно важно для турбины с комбинацией ТПН и ПЭН и не имеющих переключения питания ТПН на пар отбора более высокого давления. В частности, это относится к турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ. При работе на постоян-

ном начальном давлении с использованием ТПН турбину можно разгрузить до расхода пара G_0 = = 500—550 т/ч, так как при меньших расходах из-за снижающегося давления в отборе пара на ТПН мощность приводной турбины становится недостаточной для привода питательного насоса, сжимающего питательную воду до 32—35 МПа. При использовании скользящего давления потребная мощность уменьшится пропорционально давлению за насосом, и энергии пара, поступающего в приводную турбину насоса, достаточно для разгрузки до расхода $G_0 \approx 380$ т/ч. Таким образом, переход на скользящее давление позволяет сэкономить 1—2 % топлива и обеспечить глубокую разгрузку энергоблока на ночное время без перехода с ТПН на ПЭН, что представляет достаточно ответственную операцию для эксплуатационного персонала.

11.4. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Режим работы турбоагрегата — это совокупность показателей, однозначно определяющих его состояние и экономические характеристики. В общем случае режим работы турбоагрегата определяется бесконечным числом параметров: расходом пара на турбину, внутренней и электрической мощностью турбоагрегата, отпуском тепла из отборов, начальными параметрами, параметрами в отборах, конечными параметрами, состояниями регенеративных и сетевых подогревателей (температурные напоры), составом работающего оборудования (включенными или невключенными ПВД, числом работающих сетевых подогревателей) и т.д. Ясно, что этот список можно продолжить и дальше, и поэтому кажется, что для получения данных по режиму требуется всякий раз проводить весьма сложные расчеты тепловой схемы и проточной части турбины со сведением материальных и энергетических балансов. Выполнение таких расчетов под силу только заводским конструкторским бюро и высококвалифицированным наладочным организациям.

Вместе с тем поставленная задача не так безнадежна. Во-первых, из бесконечного числа параметров, определяющих работу турбоагрегата, некоторые являются абсолютно важными (например, электрическая мощность, теплофикационная нагрузка, температура прямой сетевой воды), а другие менее важными, например, температура свежего пара, изменяющаяся в узких пределах. Во вторых, машинисту турбины (или энергоблока) в первую очередь необходимо оценить саму возможность (или невозможность) выработки электроэнергии и тепла в требуемом соотношении.

Для этих целей служит *диаграмма режимов* — графическая связь основных параметров работы турбины, позволяющая быстро и достаточно точно оценить показатели режима. Диаграмма режимов, строго говоря, это совокупность графиков: основного (который обычно и называют диаграммой) и дополнительных графиков («поправок»), позволяющих учесть влияние других менее значимых факторов.

Часто полученные графические зависимости (диаграмму режимов) описывают аналитическими выражениями, которые называют *энергетическими характеристиками*. Их использование в расчетах тепловых и материальных балансов очень удобно, но не наглядно для эксплуатационного персонала, главной задачей которого, в первую очередь, является обеспечение требуемой тепловой и электрической нагрузки при полной гарантии надежности работы турбоустановки.

Диаграммы режимов и энергетические характеристики могут быть получены расчетным или экспериментальным путем. При расчетах предполагается, что весь пар, поступающий на турбину, условно разделяется на несколько потоков. Например, в турбине ПТ-80/100-12,8/1,3 (см. рис. 10.10) первый поток — это поток пара промышленного отбора, второй — поток пара в верхний сетевой подогреватель, третий — в нижний сетевой подогреватель, четвертый — идущий в конденсатор турбины. Значения расходов пара этих потоков вполне определены: они должны быть такими, чтобы параметры промышленного отбора и сетевой воды были требуемыми и чтобы выполнялся материальный и энергетический баланс (обеспечивались требуемые значения отборов, расходы сетевой воды, заданной мощности).

Другим методом получения диаграмм режимов являются тепловые испытания турбоагрегата, выполняемые специализированной организацией, обычно отделениями ОРГРЭС.

Расчеты и экспериментальные исследования часто дополняют друг друга и после согласования полученных результатов обычно выпускают *типовую энергетическую характеристику* (ТЭХ) *турбоагрегата* — сборник нормативных (осредненных по турбоагрегатам) диаграмм режимов, поправок к ним, энергетических характеристик и множество других графиков с инструкциями по их использованию, позволяющих рассчитать и оценить любой режим работы турбоагрегата.

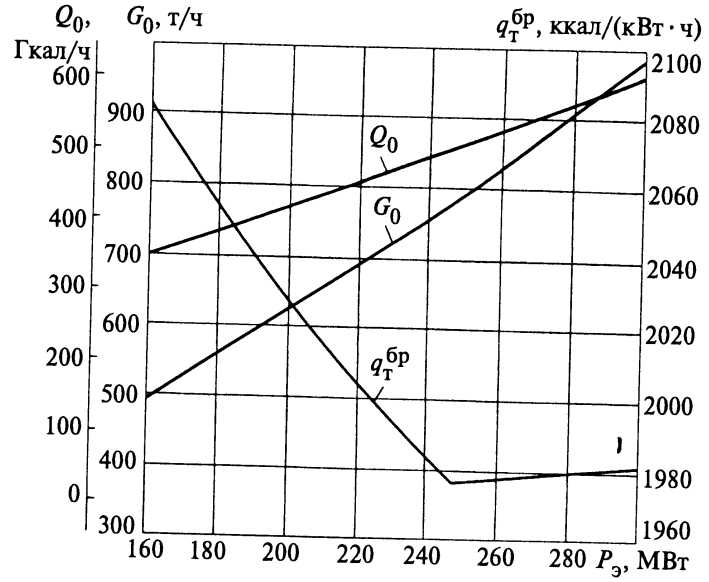


Рис. 11.13. Диаграмма режимов турбины Т-250/300-23,5 для конденсационного режима и номинальных условий работы

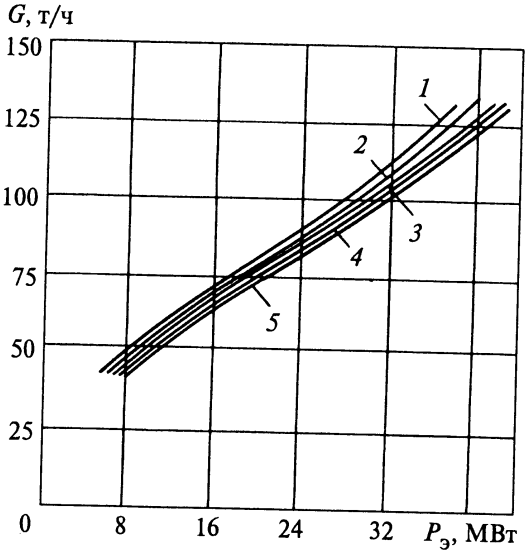


Рис. 11.14. Диаграмма режимов турбины Р-40-12,8/3,1 ТМЗ *1, 2, 3, 4, 5* — противодавление соответственно 3,6; 3,4; 3,2; 3,1 и 3 МПа

В общем случае теплофикационный турбоагрегат имеет несколько диаграмм режимов, отличающихся составом работающего оборудования и конкретным исполнением турбоагрегата. Если исключить турбины с противодавлением, то самой простой диаграммой режимов будет диаграмма для конденсационного режима.

На рис. 11.13 показана диаграмма режимов, отражающая зависимость необходимого расхода пара на турбину G_0, расхода тепла Q_0 на турбоустановку и удельного расхода тепла брутто $q_т^{бр}$ на выработанный киловатт-час электроэнергии от мощности турбины. При этом неотъемлемой частью диаграммы являются условия ее получения: вполне определенная тепловая схема, давление свежего пара, температура свежего и вторично перегретого пара, давление в конденсаторе, давление в деаэраторе, повышение энтальпии в питательном насосе, зависимость его внутренней мощности от расхода свежего пара. Если эти условия не выполняются, то необходимо вводить поправки к расходу свежего пара на турбину, приведенные в ТЭХ.

Строго говоря, собственно диаграммой в рассматриваемом случае является однозначная связь расхода пара на турбину G_0 и ее электрической мощности $P_э$, поскольку и полный Q_0 и удельный $q_т$ расходы тепла являются производными от расхода и мощности.

Диаграмма режимов турбины с противодавлением связывает уже не два параметра (расход и мощность), а три, так как добавляется противодавление p_2. В качестве примера на рис. 11.14 приведена диаграмма режимов турбины Р-40-12,8/3 ТМЗ.

Еще более сложный вид имеет диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара, связывающая также три параметра: расход свежего пара G, электрическую мощность $P_э$ и отбор $G_т$. Пример упрощенной (учебной) диаграммы режимов для турбины с отбором показан на рис. 11.15. Она соответствует работе турбины с одним (нижним) сетевым подогревателем.

При построении диаграммы по оси абсцисс обычно откладывают электрическую мощность, отмечая ее номинальное $P_{э0}$ и максимальное $P_{э.макс}$ значения. По оси ординат откладывают расход свежего пара G, отмечая максимально допустимое значение $G_{макс}$. Значения $P_{э0}$, $P_{э.макс}$ и $G_{макс}$ определяются заданием на проектирование, условиями надежной работы (например, предельно допустимым осевым усилием или прочностью рабочих лопаток) или возможностями другого оборудования (например, предельной мощностью электрического генератора). Таким образом, возможные режимы работы лежат в прямоугольнике, ограниченном осями координат и прямыми $G = G_{макс}$ и $P_э = P_{э.макс}$.

Для простоты рассмотрим турбину без регенеративных отборов. Построим характеристику *ab* работы турбины на конденсационном режиме ($G_т = 0$) в предположении полностью открытых регулирующих клапанов ЧНД и максимально допустимого по

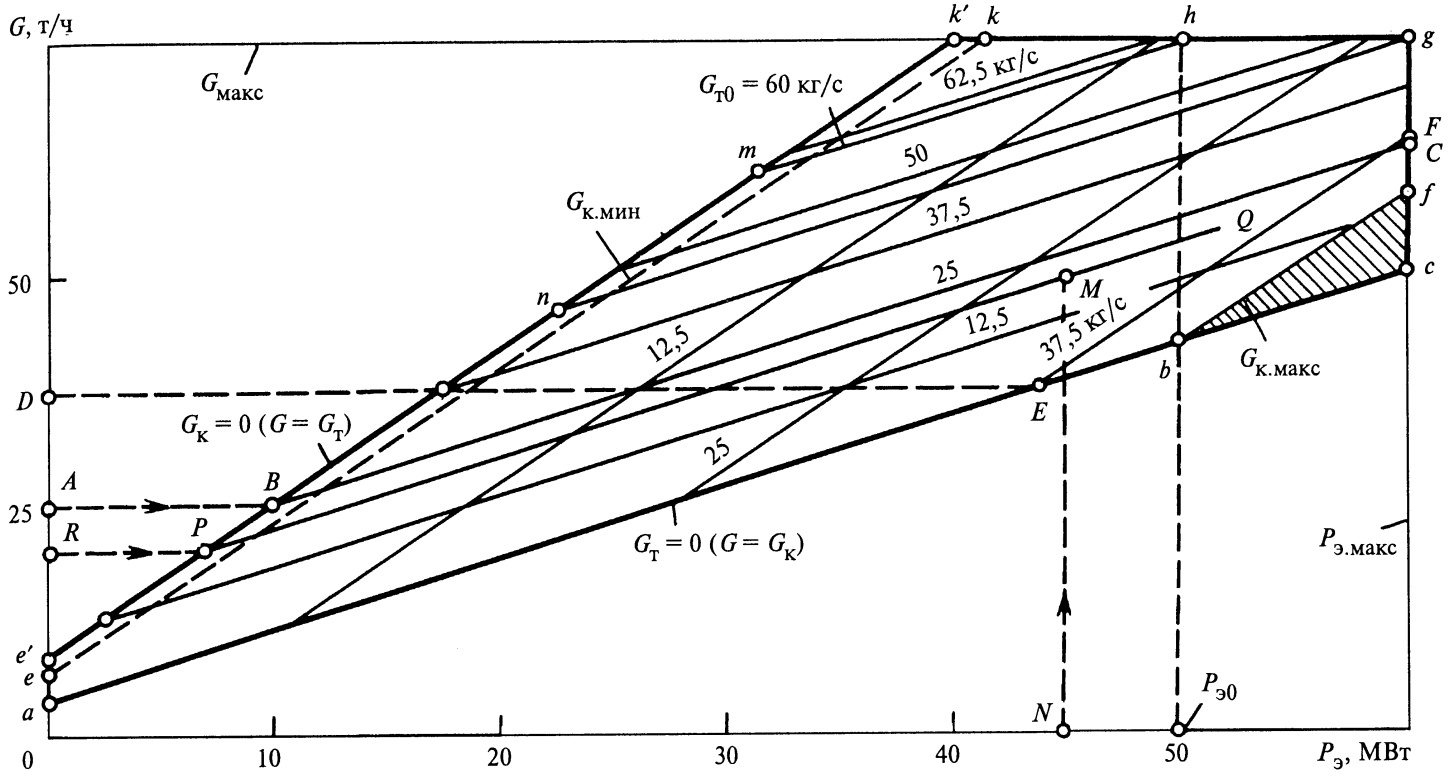


Рис. 11.15. Упрощенная диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара

условиям регулируемого отбора давления перед ЧНД. (Иными словами, расход пара в точке *b* — это режим с максимально возможным расходом через ЧНД при предельно допустимом давлении перед ЧНД. Таким образом, на конденсационном режиме максимальная мощность совпадает с номинальной.)

Аналогичным образом можно было бы построить характеристику работы турбины в чисто теплофикационном режиме (режиме работы с противодавлением), когда $G = G_т$ а $G_к = 0$ (линия *e' k'*), на практике, однако, такой режим недопустим, так как теплота, выделяющаяся в ЧНД за счет трения, должна отбираться протекающим паром. Поэтому даже при чисто теплофикационном режиме через ЧНД проходит небольшой (5—10 %) вентиляционный пропуск пара $G_{к.мин}$. Линия *ek* на рис. 11.15 дает геометрическое место режимов минимального пропуска пара в конденсатор.

На диаграмму обычно наносят линии постоянного расхода пара в отбор ($G_т$ = const). В первом приближении — это прямые, параллельные линии $G_т$ = = 0, т.е. линии *ab*. Например, для построения линии постоянного отбора $G_т$ = 25 кг/с следует на оси ординат найти точку *A*, соответствующую значению 25 кг/с, провести горизонталь *AB* до пересечения с линией $G_к = 0$ и из точки *B* провести прямую *BC*, отвечающую расходу в отбор $G_т$ = 25 кг/с.

Аналогичным образом на диаграмму можно нанести линии постоянного расхода пара в ЧНД ($G_к$ = const). Эти линии примерно параллельны линии $G_к = 0$, т.е. линии *e'k'*. Например, для построения линии $G_к$ = 37,5 кг/с необходимо провести горизонталь *DE*, отвечающую расходу G = 37,5 кг/с, и затем наклонную линию *EF*, параллельную линии *e'k'*. Это и будет линия $G_к$ = 37,5 кг/с.

Линия *bf* соответствует некоторому максимальному пропуску пара в ЧНД, получаемому при номинальном давлении регулируемого отбора между ЧВД и ЧНД. Перегрузку ЧНД можно осуществить увеличением давления перед ЧНД, если такие режимы допускаются заводом-изготовителем турбины. Заштрихованный треугольник *bcf* на рис. 11.15 изображает эту область перегрузки — так называемую зону естественного повышения давления.

Таким образом, область внутри фигуры *aekgfba* дает область возможных режимов работы турбины с регулируемым отбором пара. Пользуясь диаграммой режимов, можно установить возможность работы турбины на тех или иных режимах и значения расходов свежего пара и отборов, а также мощность

турбины. Рассмотрим пользование диаграммой режимов (рис. 11.15) на примерах.

Пример 11.5. Определить параметры работы турбины на номинальном режиме.

Номинальному режиму отвечает точка h, в которой $P_э = P_{э0} = 50$ МВт и $G = G_{макс} = 75$ кг/с. Для определения значения отбора проведем линию hm, параллельную ab до пересечения с линией $e'k'$. Точка m лежит на горизонтали $G = 60$ кг/с. Следовательно, расход пара в отбор равен $G_{т0} = 60$ кг/с, а в ЧНД — 15 кг/с.

Пример 11.6. Определить максимально возможный расход пара в отбор при максимальной мощности и максимальную мощность при максимально возможном отборе.

Первому режиму отвечает точка g. Проводя линию gn параллельно прямой ab, получаем, что $G_т = 46$ кг/с. Таким образом, максимальной мощности соответствует меньшее значение отбора, чем номинальной мощности.

Максимальному значению отбора соответствует точка k, в которой $G_т = 72{,}5$ кг/с (при $G = 75$ кг/с); при этом мощность турбины равна всего 41,3 МВт.

Пример 11.7. Определить расход свежего пара, если при мощности $P_э = 45$ МВт необходимо отпустить в отбор пар в количестве $G_т = 20$ кг/с.

Построим на диаграмме (см. рис. 11.15) линию PQ, отвечающую 20 кг/с. Для этого проведем горизонталь RP, отвечающую расходу пара 20 кг/с, а затем линию PQ параллельную прямой ab. Проводя вертикаль MN, соответствующую мощности 45 МВт, получаем точку M, в которой расход свежего пара равен $G = 49$ кг/с.

Следует подчеркнуть, что для использования диаграммы в области малых расходов пара требуется более точная (возможно, нелинейная) аппроксимация диаграммы.

На рис. 11.16 показана реальная диаграмма режимов для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при одноступенчатом подогреве сетевой воды, температура которой однозначно определяется давлением в нижнем теплофикационном отборе $p_{НТО}$, изменяющейся от 60 кПа (температура прямой сетевой воды примерно $t_{с.в} = 35$ °С) до 140 кПа ($t_{с.в} \approx 53$ °С). Давление $p_{НТО}$ органично входит в число важных параметров.

Диаграмма режимов, показанная на рис. 11.16, строится для вполне определенного расхода пара в ЦНД (например, конкретно диаграмма на рис. 11.16 соответствует расходу пара $G_{ЦНД} = 80$ т/ч). Поэтому строят несколько диаграмм для разных $G_{ЦНД}$ и необходимо при расчетах использовать подходящую.

Сама диаграмма построена в двух квадрантах: верхнем и нижнем. Общей осью для них является ось мощности турбины $P_э$. По оси ординат верхнего квадранта отложен расход свежего пара G_0, нижнего квадранта — тепловая нагрузка $Q_т$.

Диаграмма режимов, показанная на рис. 11.16, прежде всего отражает теплофикационные режимы работы, поскольку мощность турбины вырабатывается только теплофикационным потоком пара (хотя при построении диаграммы, как указывалось, учитывается и поток пара в ЦНД).

Пример 11.8. Определить с помощью диаграммы режимов (рис. 11.16) расход пара на турбину, если тепловая нагрузка $Q_т = 210$ Гкал/ч, а сетевая вода подогревается до $t_{с.в} = 100$ °С.

Проведем горизонтальную линию AB, соответствующую $Q_т = 210$ Гкал/ч до пересечения с кривой, отвечающей $p_{НТО} = 100$ кПа. Точке B соответствует мощность турбины 154 МВт. Проводя верхнюю линию BC до пересечения с кривой, соответствующей $p_{НТО} = 0{,}1$ МПа, найдем расход пара на турбину 620 т/ч. Таким образом, если турбина работает по тепловому графику и от нее требуется тепловая нагрузка 210 Гкал/ч и температура сетевой воды 100 °С, то она требует расхода свежего пара 620 т/ч и выработает мощность 154 МВт. Изменить мощность турбины при этом нельзя без изменения тепловой нагрузки. Если все-таки это необходимо, то следует перейти на работу по электрическому графику с независимым регулированием мощности и тепловой нагрузки.

Пример 11.9. Определить с помощью диаграммы режимов (рис. 11.16) расход свежего пара на турбину, если необходимая тепловая нагрузка $Q_т = 250$ Гкал/ч, давление $p_{НТО} = 0{,}12$ МПа, а требуемая электрическая мощность 232,5 МВт.

Заданным мощности и тепловой нагрузки соответствует точка B' и, поскольку она не лежит на кривой с $p_{НТО} = 0{,}12$ МПа, то такой режим неосуществим при работе по тепловому графику. Для расчетов режимов работы по электрическому графику дополнительно используются наклонные тонкие линии (см. рис. 11.16). Если из точки B' провести линию $B'C'$ параллельно наклонным линиям до пересечения с линией $p_{НТО} = 0{,}12$ МПа и затем вертикальную линию $C'D'$, то требуемый расход пара на турбину составит 908 т/ч.

Видно, что пользование диаграммой режимов достаточно простое и не вызывает труда, а список указанных действий станет яснее, если рассмотреть результат. Если на турбину подавать 908 т/ч пара, потребовать давление $p_{НТО} = 0{,}12$ МПа и работать по тепловому графику, то двигаясь вдоль линий $E'D'C'$ найдем, что турбина выработает электрическую мощность 222,5 МВт и тепловую 310 Гкал/ч. Следовательно, имеется избыток тепловой и недостаток электрической мощности. Для сведения баланса часть потока пара, несущего тепло, соответствующее разности $\Delta Q_т = (310—250) = 60$ Гкал/ч, следует не

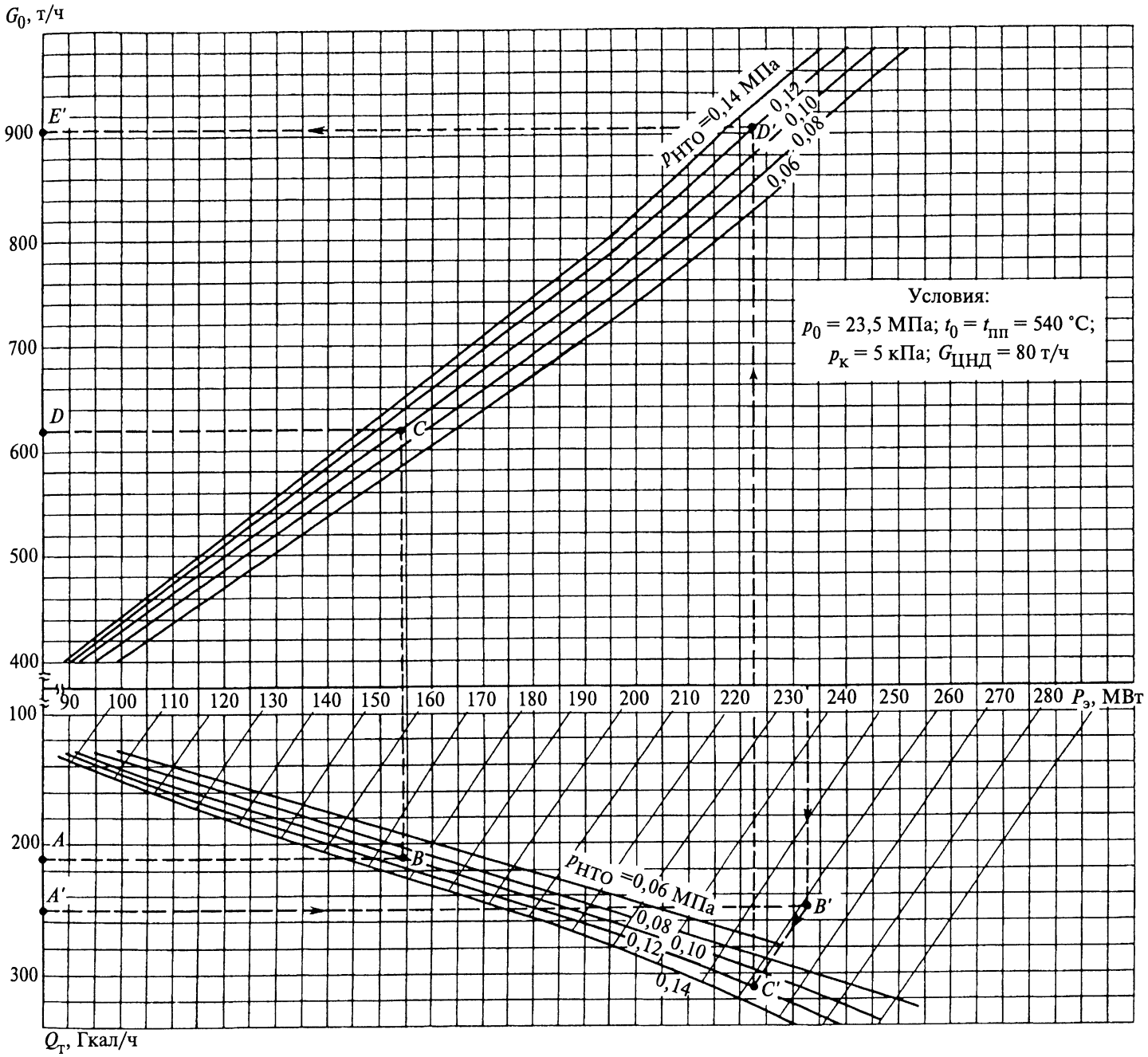


Рис. 11.16. Диаграмма режимов турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при одноступенчатом подогреве сетевой воды при расходе пара в ЦНД 80 т/ч ($p_{НТО}$ — давление в нижнем теплофикационном отборе)

направлять в отбор, а подать в ЦНД для выработки недостающей мощности. Эффективность преобразования тепла в электрическую мощность в ЦНД определяется наклоном тонких линий. Поэтому если из точки C' двигаться параллельно им до горизонтали с $Q_т$ = 250 Гкал/ч, то получим дополнительную конденсационную мощность $\Delta P_э$ = 10 МВт. Сложив ее с мощностью теплофикационного потока (222,5 МВт), получим полную мощность 323,5 МВт, в точности соответствующую заданной.

Аналогичным образом (см. рис. 11.16) выглядит и диаграмма режимов при двухступенчатом нагреве сетевой воды. Разница состоит только в том, что параметром, определяющим температуру сетевой воды будет давление в верхнем теплофикационном отборе $p_{ВТО}$.

Диаграмма режимов работы турбины с двумя регулируемыми отборами пара должна связывать четыре величины: мощность, расход свежего пара, расходы в производственный и теплофикационный отборы. Построение этих диаграмм и способы пользования аналогичны приведенным выше.

11.5. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ОТКЛОНЕНИИ ПАРАМЕТРОВ СВЕЖЕГО ПАРА И ПАРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ОТ НОМИНАЛЬНЫХ

Всякая ПТУ рассчитывается на определенный оптимальный режим работы, при котором обеспечивается ее расчетный срок службы при максимально возможной экономичности. Важнейшими параметрами, определяющими надежность и экономичность ПТУ и турбины, являются начальное давление и температура.

В условиях эксплуатации эти параметры могут поддерживаться лишь с определенной степенью точности. Кроме того, в ряде случаев оказывается, что сознательное отступление от них позволяет обеспечить более надежную или более экономичную работу турбоустановки или получение дополнительной мощности: примером может служить рассмотренный выше режим скользящего давления. Поэтому машинист турбины должен четко представлять себе все последствия отклонений параметров и их влияние на возможные изменения надежности и экономичности турбины и турбоустановки.

Повышение начальной температуры пара приводит к снижению сопротивления материалов деталей турбины действию напряжений и высоких температур вследствие протекания процессов ползучести. Материалы, применяемые для паропроводов, корпусов стопорных и регулирующих клапанов, корпусов и роторов высокотемпературных цилиндров обладают достаточно высоким сопротивлением ползучести. Однако время до разрушения при ползучести очень сильно зависит от температуры. При заданных напряжениях (например, в паропроводе от внутреннего давления) абсолютная температура детали T и ее возможный срок службы $t_р$ связаны приближенным соотношением

$$T(20 + \lg t_р) = \text{const}. \qquad (11.3)$$

Пример 11.10. Оценить снижение расчетного срока службы детали при повышении ее температуры на 5 °С, если при температуре 540 °С он составляет $t_{р0} = 5 \cdot 10^5$ ч.

Из последнего соотношения следует, что

$$T_0(20 + \lg t_{р0}) = T_1(20 + \lg t_{р\prime}), \qquad (11.4)$$

где $T_0 = 273 + 540 = 813$ К — номинальная температура, а $T_1 = 818$ К — повышенная температура детали. Разрешая соотношение (11.4) относительно нового срока службы $t_{р\prime}$, получаем

$$\lg t_{р\prime} = (813/818 - 1) + 813/818 \lg (5 \cdot 10^5) = 5{,}52,$$

т.е. $t_{р\prime} = 3{,}31 \cdot 10^5$ ч. Следовательно, срок службы снизился на 34 %.

Таким образом, вне зависимости оттого, что будет происходить внутри турбины, повышение начальной температуры приводит к существенному снижению надежности паропроводов свежего пара и паровпускной части турбины. При этом условимся, что машинист турбины установит при повышенной начальной температуре пара тот же расход пара, что и при номинальной температуре; кроме того, параметры пара в теплофикационном отборе (если турбина работает по тепловому графику) или в конденсаторе (если турбина работает в конденсационном режиме) пусть также остаются одинаковыми.

При повышении начальной температуры t_0, сохранении начального давления p_0 и расхода G_0 такой режим можно осуществить дополнительным открытием регулирующих клапанов (если клапаны полностью открыты, то увеличение t_0 неизбежно вызовет увеличение и начального давления, для того чтобы «протолкнуть» через проточную часть повышенный объемный расход пара при одинаковом массовом расходе G).

Увеличение t_0 приведет к увеличению теплоперепада турбины и изменению ее относительного внутреннего КПД из-за изменения объемного расхода протекающего пара (и, следовательно, треугольников скоростей), уменьшения конечной влажности и числа «влажных» ступеней; как правило, КПД увеличивается. В результате *при увеличении t_0 мощность турбины увеличивается, а при уменьшении t_0 — уменьшается.*

Степень изменения мощности при изменении t_0 зависит от режима работы турбины. Прежде всего, она пропорциональна расходу пара через турбину. Далее, например, для теплофикационной турбины она зависит от соотношений конденсационного и теплофикационных потоков пара. При работе по тепловому графику, когда теплоперепад турбины значительно меньше, чем при работе в конденсационном режиме, влияние изменения начальной температуры Δt_0 больше.

На рис. 11.17 показана та дополнительная мощность $\Delta P_э$, которая может быть получена от турби-

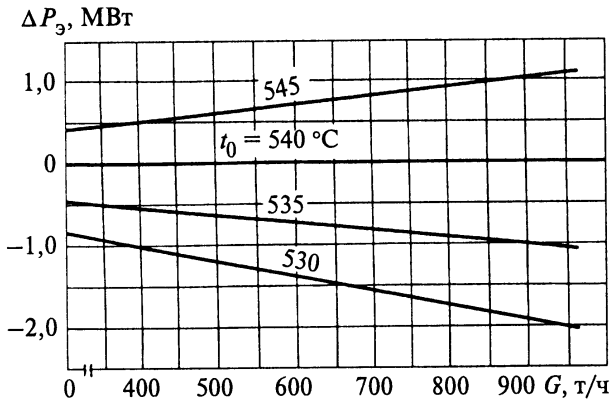


Рис. 11.17. Изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в зависимости от начальной температуры пара и его расхода при двухступенчатом подогреве сетевой воды

ны Т-250/300-23,5 ТМЗ при изменении t_0 в зависимости от расхода пара на турбину: при повышении t_0 всего на 5 °С по сравнению с номинальной температурой t_{00} = 540 °С можно получить при расходе, близком к номинальному, примерно 1 МВт дополнительной мощности. Конечно, при этом к пару в котле пришлось подвести дополнительное количество тепла, но даже с учетом этого выигрыш в экономичности оказывается достаточно существенным.

Таким образом, *повышение начальной температуры пара оказывает противоположное действие на надежность и экономичность: надежность снижается, а экономичность увеличивается.* В таких случаях всегда следует отдавать предпочтение надежности, тем более что в большинстве случаев временный выигрыш в экономичности затем будет перекрыт дополнительными затратами на ремонт и замену износившегося оборудования. Поэтому в каждой инструкции по обслуживанию конкретной установки завод-изготовитель четко оговаривает допускаемое превышение начальной температуры пара (обычно оно составляет 5 °С) при длительной работе и аварийное повышение температуры, в случае которого требуется отключение турбины (обычно считают аварийным повышение температуры пара на 15—20 °С).

Понижение температуры пара перед турбиной также представляет для нее опасность.

В этом случае при работе по электрическому графику влажность в последних ступенях турбины возрастает и увеличивается эрозионный износ рабочих лопаток. Снижение температуры пара перед турбиной уменьшает начальную энтальпию пара и, следовательно, используемый теплоперепад. Поэтому при снижении температуры пара, если не предпринять никаких мер, мощность турбины снизится (см. рис. 11.17). Восстановление прежней мощности можно было бы осуществить увеличением расхода пара через турбину, если это позволяют регулирующие клапаны. Но это может привести, во-первых, к перегрузке лопаток изгибающими усилиями и, во-вторых, к увеличению давления на сегменты упорного подшипника. Таким образом, *восстановление мощности турбины путем увеличения подачи пара в турбину при снижении начальной температуры является недопустимым.* Наоборот, турбина должна разгружаться, и это четко записано в инструкциях по эксплуатации. Например, для турбины Т-100-12,8 ТМЗ в случае падения t_0 ниже 545 °С (номинальная температура t_{00} = 555 °С) должна производиться ее разгрузка по 2,5 МВт на каждый 1 °С уменьшения t_0. Для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ снижение нагрузки производится при снижении температуры свежего пара или пара промперегрева, начиная с температуры 520 °С; на каждый 1 °С снижения температуры пара турбина разгружается на 3 МВт.

Снижение температуры свежего пара таит в себе опасность охлаждения ротора и его быстрого сокращения относительно статора с возникновением задеваний.

В целом снижение температуры свежего пара все-таки менее опасно, чем ее повышение. Поэтому заводы-изготовители разрешают большее ее снижение, чем повышение. Обычно допустимое снижение температуры свежего пара составляет 10 °С. При снижении начальной температуры машинист турбины должен очень внимательно следить за относительным сокращением ротора, предельное положение которого может потребовать аварийной остановки турбины.

Понижение температуры свежего пара заметно уменьшает экономичность турбоустановки, поэтому оно всегда нежелательно.

Рассмотрим влияние отклонения начального давления. Повышение давления перед турбиной автоматически приводит к увеличению расхода пара через ее проточную часть с протеканием всех тех процессов, которые происходят при изменении мощности скользящим давлением: изгибные напряжения в лопатках вырастут, а осевое усилие на рабочие сегменты упорного подшипника увеличится. Опасность складывающейся конкретной ситуации зависит от текущего расхода пара через турбину: при малом G_0 даже его возрастание вследствие по-

вышения p_0 не приведет к опасной ситуации; если же расход пара близок к максимальному, то возникает прямая угроза лопаточному аппарату и упорному подшипнику турбины. *Поэтому при повышении начального давления p_0 машинист должен уменьшить расход пара на турбину прикрытием регулирующих клапанов.* Если при этом говорить о надежности всей турбоустановки в целом, то она все равно не повышается, поскольку паропровод свежего пара и клапанные коробки остались под повышенным давлением, а сопротивление материала ползучести сильно зависит не только от температуры, но и от напряжения. Поэтому увеличение давления сопровождается увеличением напряжений в деталях в такой же степени, а оно в свою очередь — снижением срока службы.

Понижение давления перед турбиной не представляет для нее опасности, однако при этом уменьшаются КПД турбины и ее мощность. Если регулирующие клапаны турбины полностью открыты, то восстановить мощность без восстановления давления перед турбиной невозможно.

Заводы-изготовители в соответствии с ГОСТ обычно допускают изменение начального давления в пределах ±0,5 МПа.

На рис. 11.18 в качестве примера показано влияние изменения начального давления на изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 и, следовательно, в определенной степени на экономичность ПТУ. Оно определяется тремя факторами: увеличением теплоперепада вследствие роста p_0, дросселированием текущего расхода свежего пара, определяемого особенностями системы парораспределения турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (см. рис. 11.8 и 11.9) и дополнительным дросселированием, требующимся для поддержания постоянства расхода пара при любом начальном давлении. Например, при малых расходах пара на турбину G_0 при повышении начального давления до 24,5 МПа регулирующие клапаны прикрываются еще больше (напомним, что при этих нагрузках реализуется дроссельное парораспределение), потери от дросселирования увеличиваются и мощность турбины уменьшается. При $G_0 > 700$ т/ч, когда первые четыре регулирующих клапана приближаются к полному открытию и затем открыты полностью, а дросселирование происходит только в РК № 5, увеличение теплоперепада потоков пара, идущих через полностью открытые клапаны, «побеждает» потери из-за дросселирования в частично открытых клапанах. В результате мощность турбины увеличивается.

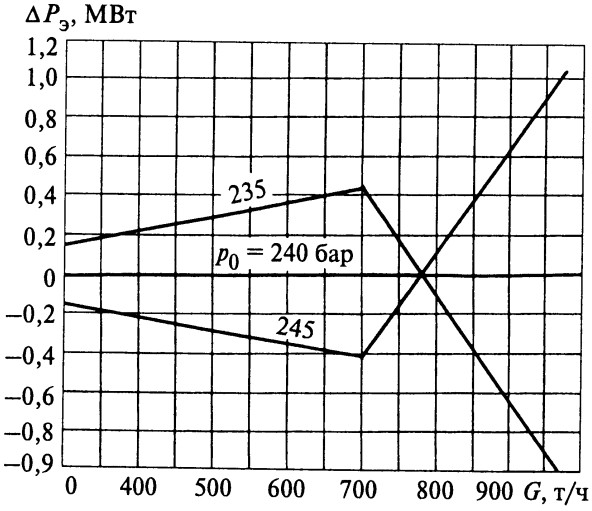


Рис. 11.18. Изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в зависимости от начального давления пара и его расхода при двухступенчатом подогреве сетевой воды

На работающей турбоустановке и давление, и температура могут, конечно, изменяться одновременно. *Самым неблагоприятным случаем является одновременное увеличение давления и температуры*, так как при этом происходит резкое снижение длительной прочности паровпускной части турбины.

Таким образом, длительная работа (без ограничения по времени) турбины допускается в сравнительно небольших пределах отклонения начальных параметров от номинальных значений:

начальное давление ..... ±0,5 МПа

начальная температура .....+ 5 °С; −10 °С

При бóльших отклонениях допустима работа только с ограничениями.

Пример 11.11. Для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при отклонениях давления свежего пара в пределах от 24,1 до 24,5 МПа или температуры свежего пара (или промперегрева) в пределах 546—550 °С допускается непрерывная работа не более 30 мин; за год работа с такими отклонениями в сумме не должна превышать 200 ч. Эти ограничения не позволяют быстро накопиться повреждениям от ползучести в основных высокотемпературных деталях турбины.

Изменение параметров свежего пара в турбинах с промежуточным перегревом сказывается на изменении параметров и расхода в турбине не так значительно, как в турбинах неблочного типа, поскольку температура пара в тракте промежуточного перегрева поддерживается независимо от температуры свежего пара. Тем не менее, как и на электростанциях неблочного типа, повышение начальной тем-

пературы пара подвергает опасности паровпускную часть турбины, паропроводы и пароперегреватель котла из-за ускорения процессов ползучести, а уменьшение начальной температуры при сохранении той же мощности требует увеличения расхода пара, что может вызвать перегрузку последней ступени и упорного подшипника турбины.

Отклонение температуры пара промежуточного перегрева приводит к одновременному изменению давления в промежуточном пароперегревателе. В частности, при уменьшении температуры промежуточного перегрева давление в нем будет уменьшаться (при неизменном положении регулирующих клапанов), что приведет к перегрузке ЦВД и разгрузке ЦНД. Мощность турбины при этом уменьшится, и для ее восстановления потребуется увеличить расход пара, что вызовет перегрузку последней ступени. Увеличение температуры промежуточного перегрева опасно по тем же причинам, что и увеличение температуры свежего пара. Снижение температуры промежуточного перегрева увеличивает влажность пара в последних ступенях турбины и увеличивает скорость эрозии лопаток. Поэтому в инструкциях по обслуживанию блочных турбин указываются допустимые пределы изменения температуры как свежего пара, так и пара промежуточного перегрева. Обычно, как и в турбинах неблочного типа допускается увеличение температуры пара не более чем на 5 °С и уменьшение не более чем на 10 °С.

Изменение температуры промежуточного перегрева приводит, конечно, и к изменению мощности. На рис. 11.19 показаны соответствующие графики для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ.

При колебаниях параметров свежего пара или пара промежуточного перегрева необходимо очень

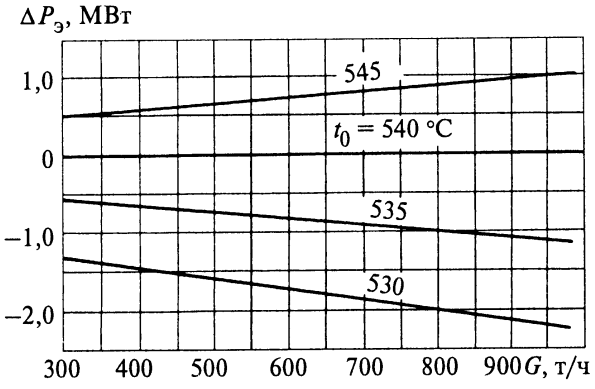


Рис. 11.19. Изменение мощности турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в зависимости от температуры вторично перегретого пара и расхода пара на турбину при двухступенчатом подогреве сетевой воды

внимательно следить за изменениями относительного положения роторов ЦВД, ЦСД и ЦНД, температурой сегментов упорного подшипника и вибрацией турбоагрегата, которая может указывать на задевания, возникшие в проточной части вследствие недопустимого относительного удлинения или сокращения ротора.

11.6. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ДАВЛЕНИИ В КОНДЕНСАТОРЕ

Выше отмечалось, как сильно сказывается давление в конденсаторе на экономичности турбины и турбинной установки. Ниже рассмотрено влияние давления в конденсаторе на надежность, а также на экономичность в связи с действием различных эксплуатационных факторов.

Понижение давления в конденсаторе по отношению к расчетному практически не представляет для него никакой опасности. Небольшое увеличение влажности в последних ступенях не играет особой роли. Вместе с углублением вакуума увеличивается теплоперепад турбины и экономичность турбоустановки. Однако такое увеличение не беспредельно: вместе с углублением вакуума увеличиваются теплоперепад последней ступени и скорости в ее решетках. При некотором вакууме скорость пара достигает скорости звука и дальнейшее углубление вакуума не приводит к увеличению реального теплоперепада для проточной части турбины, так как расширение пара происходит за пределами ступени. Такой вакуум называют предельным.

Углублять вакуум ниже предельного, конечно, бессмысленно, поскольку при дополнительных затратах мощности на привод циркуляционных насосов и улучшение плотности конденсатора никакого дополнительного выигрыша в мощности или КПД не получается.

Поскольку давление и температура влажного пара жестко связаны, температура в конденсаторе однозначно определяет и давление в нем.

Существенное повышение давления в конденсаторе (ухудшение вакуума) представляет несомненную опасность для ЦНД турбины и ее конденсатора. Главная опасность заключается в том, что при этом температура в выходном патрубке увеличивается. Это приводит к его разогреву, и в результате появляются расцентровки валопровода и возникает вибрация. Кроме того, разогрев ротора грозит возникновением осевых задеваний, особенно в цилиндрах, наиболее удаленных от упорного подшипника.

В турбинах с очень длинными последними лопатками значительное повышение давления в конденсаторе, особенно при очень малых объемных пропусках пара, чревато появлением дополнительных вибрационных напряжений в этих лопатках. Поэтому *длительная работа при значительном ухудшении вакуума в таких турбинах не разрешается.* Обычно каждая инструкция по обслуживанию предусматривает значение предельно высокого конечного давления, выше которого эксплуатация турбины при номинальной нагрузке не допускается. Для конденсационных турбин это давление находится на уровне 12 кПа, которому соответствует температура насыщения пара около 50 °С.

Для теплофикационных турбин, особенно тех, конденсатор которых содержит встроенный теплофикационный пучок, допускаемое давление в конденсаторе значительно выше (это обстоятельство учтено в конструкции турбины). Например, турбина Т-100-12,8 ТМЗ допускает давление в конденсаторе до 30 кПа при работе на конденсационном режиме и 60 кПа — при работе в режиме противодавления. Турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ не допускает превышения давления в конденсаторе выше 12 кПа при работе под нагрузкой или холостом ходе.

При ухудшении вакуума ниже допустимого необходимо разгружать турбину путем снижения расхода пара в конденсатор, т.е. разгружением турбины. Снижают мощность до тех пор, пока давление в конденсаторе не станет меньше, чем допустимое. Если таким путем невозможно добиться достаточного вакуума, то турбину необходимо остановить.

Особую опасность для рабочих лопаток последних ступеней ЦНД представляют одновременное ухудшение вакуума в конденсаторе и уменьшение расхода пара. В этом случае могут возникнуть интенсивные самовозбуждающиеся колебания (автоколебания) рабочих лопаток. Такие режимы особенно опасны для теплофикационных турбин, работающих в осенне-зимний период с малым вентиляционным пропуском пара в конденсатор и ухудшенным вакуумом из-за нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке.

На рис. 11.20, *а* показано, как изменяются напряжения в рабочих лопатках по испытаниям ВТИ в зависимости от противодавления и относительного пропуска пар $\overline{Gv_2} = Gv_2/(Gv_2)_{ном}$, где $(Gv_2)_{ном}$ — пропуск пара на номинальном режиме. Максимальное значение напряжений возникает при

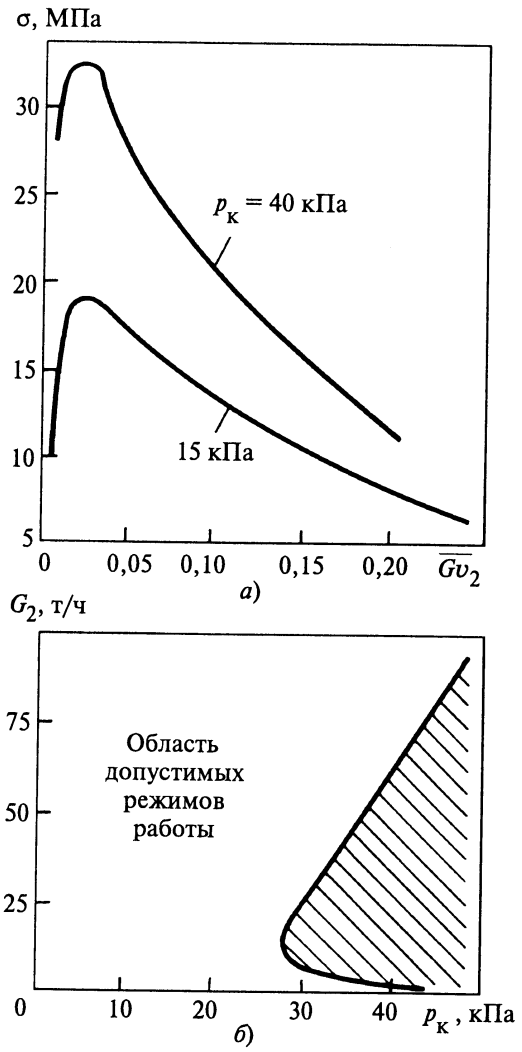


Рис. 11.20. Влияние относительного пропуска пара и противодавления за ступенью на динамические напряжения в лопатках последней ступени теплофикационной турбины (*а*) и область допустимых режимов работы (*б*)

$\overline{Gv_2}$ = 2—4 % и, как показывают опыты, оно примерно пропорционально давлению $p_к$.

Анализ результатов измерений динамических напряжений в лопатках конкретной турбины позволяет построить диаграмму допустимых режимов работы (рис. 11.20, *б*). Из диаграммы видно, что при любом расходе пара через последнюю ступень давление в конденсаторе $p_к$ не должно быть больше вполне определенного значения. Если, например, расход пара G_2 = 5 т/ч, то давление в конденсаторе не должно превышать 27,5 кПа. Соответственно и обратно: если условия нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке таковы, что давление в конденсаторе не может быть ниже определенного значения, то и расход пара в конденсатор должен

быть соответствующим. Если, например, давление в конденсаторе 40 кПа, то расход пара должен быть либо очень малым (2,5 т/ч), либо не менее 62 т/ч.

Небольшие повышения давления в конденсаторе не влияют на его надежность, однако сказываются на экономичности турбинной установки в тем большей степени, чем больше конденсационный поток пара.

В общем случае температура $t_к$ в горловине конденсатора, определяющая давление в нем, находится из соотношения

$$t_к = t_{в1} + \Delta t_в + \delta t, \qquad (11.5)$$

где $t_{в1}$ — температура поступающей в конденсатор циркуляционной воды; $\Delta t_в$ — нагрев воды в конденсаторе (разность температур циркуляционной воды на выходе $t_{в2}$ и входе в конденсатор); δt — температурный напор (разность между температурой пара, поступающего в конденсатор, и температурой циркуляционной воды на выходе из конденсатора $t_{в2}$).

Температура охлаждающей воды $t_{в1}$ зависит от местоположения станции, вида водоснабжения и других причин, в частности, от времени года. Поэтому зимой вакуум в конденсаторе всегда глубже, чем летом.

Значение нагрева охлаждающей воды в конденсаторе легко получить из теплового баланса конденсатора. Действительно, теплота, отданная паром при конденсации охлаждающей воде, равна $G_к(h_к - h'_к)$ [где $G_к$ — расход пара в конденсатор; $h_к$ — энтальпия пара; $h'_к$ — энтальпия образующегося конденсата] и совпадает с теплотой, унесенной циркуляционной водой:

$$c_в W (t_{в2} - t_{в1}) = c_в W \Delta t_в,$$

где W — расход охлаждающей воды через конденсатор; $c_в$ — теплоемкость воды.

Таким образом,

$$\Delta t_в = \frac{G_к}{c_в W}(h_к - h'_к). \qquad (11.6)$$

Разность $\Delta h_к = h_к - h'_к$ в широком диапазоне изменения температуры влажного пара слабо зависит от температуры в конденсаторе, поэтому нагрев охлаждающей воды оказывается прямо пропорциональным расходу пара в конденсатор и обратно пропорциональным расходу циркуляционной воды. Именно поэтому уменьшение нагрузки турбины при фиксированном расходе циркуляционной воды позволяет сохранять вакуум.

Температурный напор δt отражает совершенство теплообмена в конденсаторе. Чем выше воздушная плотность конденсатора, чем лучше работает эжектор, чем чище трубки, по которым движется охлаждающая вода, тем меньше значение δt и тем глубже вакуум в конденсаторе.

Для работающих турбоустановок путем испытаний при работе турбоустановки по электрическому графику, когда расход пара в конденсатор достаточно велик, для каждого типа конденсаторов получают нормативную характеристику, позволяющую осуществлять контроль качества их работы.

Нормативные характеристики — это наборы (рис. 11.21) из трех графиков, позволяющих по температуре охлаждающей воды $t_{в1}$, ее расходу и расходу пара в конденсатор определить нормативные величины: нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_в$, температурный напор δt и давление в конденсаторе $p_к$. Нормативные характеристики строятся для различных расходов охлаждающей воды и различных включений в работу встроенного пучка.

График на рис. 11.21, *а* позволяет по заданным величинам W, $G_к$ и $t_{в1}$ найти нормативное давление в конденсаторе, сопоставить его с фактическим и сразу оценить, как работает конденсатор. График на рис. 11.21, *б* позволяет найти нормативный температурный напор и сравнить его с фактическим

$$\delta t_ф = t_s(p_к) - t_{в2},$$

где $p_к$ и $t_{в2}$ — измеренные величины.

Прямая на рис. 11.21, *в* отражает уравнение теплового баланса (11.6) и позволяет, не прибегая к таблицам водяного пара, определить нагрев воды.

Пример 11.12. Оценить качество работы конденсатора, нормативная характеристика которого показана на рис. 11.21, *а*, если при расходе пара в конденсатор $G_к$ = = 400 т/ч разрежение в нем H = 93,33 кПа (700 мм рт. ст.). Температура охлаждающей воды $t_{в1}$ = 25 °С. Барометрическое давление B = 100 кПа (750 мм рт. ст.).

Давление в конденсаторе равно $p_к = B - H$ = = 100 – 93,33 = 6,67 кПа.

Проводя на рис. 11.21, *а* вертикаль *ab* до пересечения с линией, соответствующей $t_{в1}$ = 25 °С, получаем точку *b*, которой отвечает давление $p_к$ = 6,15 кПа. Таким образом, давление в конденсаторе на 0,52 кПа выше нормативного.

Если температурный напор в условиях эксплуатации оказывается бóльшим, чем следует из нормативной характеристики, то это свидетельствует об ухудшении работы конденсатора вследствие загрязнения охлаждающей поверхности трубок, увеличе-

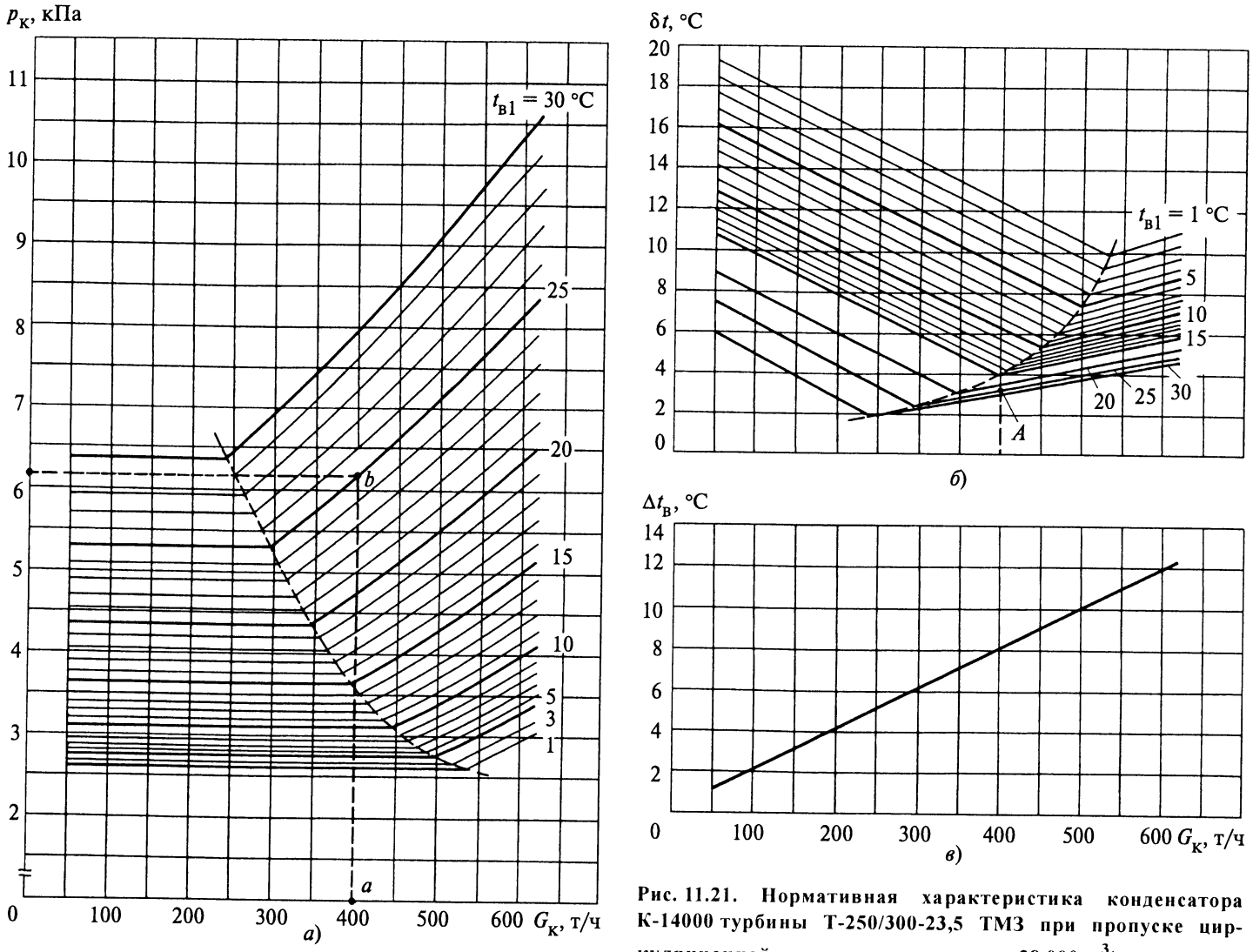


Рис. 11.21. Нормативная характеристика конденсатора К-14000 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при пропуске циркуляционной воды в количестве 28 000 м^3/ч через основной и встроенный теплофикационный пучки

ния присосов воздуха или ухудшения работы отсасывающих устройств. Возможные причины повышения давления в конденсаторе и методы их устранения изложены в § 12.6.

Пример 11.13. Определить температурный напор для условий примера 11.12 и сравнить его с нормативным.

В соответствии с рис. 1.21, *в* нагрев воды в конденсаторе равен $\Delta t_В = 8{,}2$ °С.

Давлению $p_К = 6{,}67$ кПа соответствует температура насыщения (см. табл. 1.5) $t_К = 38{,}1$ °С. Из формулы (11.5) получаем $\delta t = 38{,}1 - 25 - 8{,}2 = 4{,}9$ °С.

Из рис. 11.21, *б* следует, что нормативный температурный напор δt при $G_К = 400$ т/ч составляет 3,5 °С (точка *А*) т.е. получаем вывод, совпадающий с выводом примера 11.12.

Следует подчеркнуть, что величина δt имеет малое значение, получаемое в результате вычитания существенно больших значений, поэтому даже малые ошибки в измерениях этих значений (или при пользовании таблицами) могут привести к значительным ошибкам в их разностях.

Для возможности оценки влияния изменения вакуума на мощность турбины строят сетку поправок — зависимость дополнительно вырабатываемой или теряемой мощности от давления в конденсаторе при различных пропусках пара в него. Пример сетки поправок для турбины Т-100-12,8 приведен на рис. 11.22. По оси абсцисс отложено давление в конденсаторе $p_К$. Поскольку сетка поправок служит для определения изменения мощности турбины для каких-то двух сравниваемых режимов, то начало на оси ординат отсутствует, однако известна цена деления. Каждая из кривых относится к фиксированному пропуску пара в ЧНД (или $G_К$ в конденсатор). При углублении вакуума (уменьшении давления) выработка дополнительной мощно-

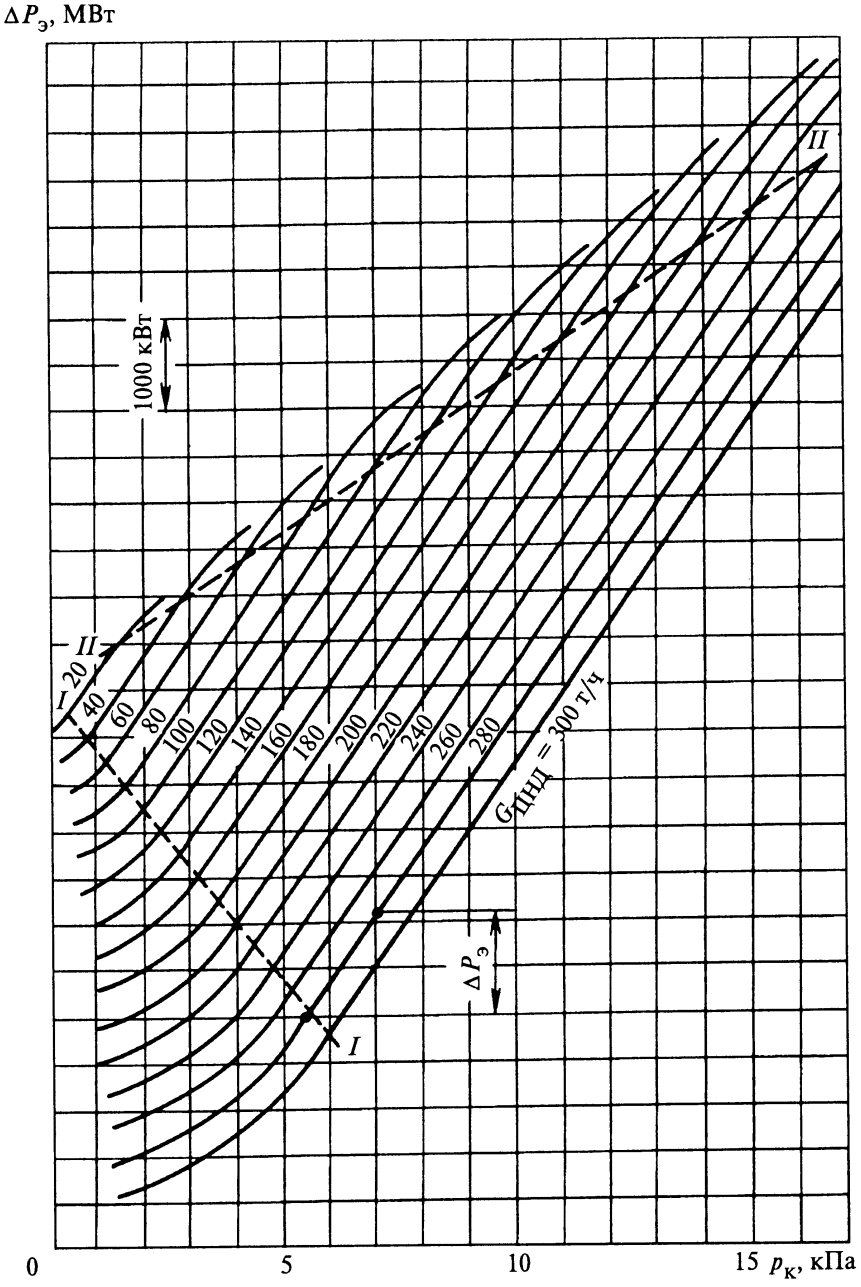


Рис. 11.22. Сетка поправок на вакуум для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ

сти растет до тех пор, пока не будет достигнут предельный вакуум. Наоборот, по мере ухудшения вакуума вырабатываемая мощность уменьшается. В диапазоне нагрузок, отмеченных штриховыми линиями, поправка к мощности и давление в конденсаторе связаны линейно: изменение давления на 1 кПа приводит к изменению мощности на 730 кВт.

Пример 11.14. Расчетное давление в конденсаторе турбины Т-110/120-12,8 при расходе в него 280 т/ч составляет 5,6 кПа. Вычислить уменьшение мощности турбины при увеличении давления в конденсаторе до $p_к$ = 7 кПа (например, из-за уменьшения расхода охлаждающей воды или повышения ее температуры).

Находя по оси абсцисс значение 5 кПа и восстанавливая перпендикуляр до пересечения с линией, отвечающей заданному расходу пара, получаем уменьшение мощности на $\Delta P_э$ = 1,02 МВт, что составляет 1,02/110 = 0,012 = = 0,93 % мощности турбины на номинальном режиме.

При работе теплофикационной турбины по тепловому графику, когда ЦНД работает с ограниченным вентиляционным пропуском пара, особенности работы конденсатора связаны с работой теплофикационного пучка.

При закрытой диафрагме ЦНД и малом расходе пара в конденсатор для конденсации пара целесообразно использовать только теплообменную поверхность теплофикационного пучка. Если подавать в него подпиточную воду теплосети, температура которой составляет 5—20 °С, то даже при малом расходе пара в конденсатор условия конденсации оказываются такими, что в большинстве случаев в конденсаторе поддерживается нормальный вакуум. Тогда при плотно закрытой диафрагме в конденсаторе и, следовательно, во всей проточной части ЦВД возникает высокий вакуум из-за низкого расхода пара; как следствие, не возникает сильного разогрева проточной части и расцентровок турбины. При этом утилизируется тепло конденсации вентиляционного пропуска пара.

При подаче в теплофикационный пучок обратной сетевой воды с температурой 35—70 °С давление в конденсаторе существенно возрастает [в соответствии с формулой (11.5)] и может достигнуть 15—30 кПа, а кратковременно и больше. Это приводит к росту потерь энергии в ЦНД и разогреву проточной части и выходного патрубка. Для исключения разогрева надо либо устанавливать специальные системы охлаждения, либо исключать использование обратной сетевой воды для утилизации тепла пара ЦНД.

11.7. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ОТБОРОВ

Напомним, что тепловая нагрузка сетевого подогревателя в основном определяется двумя факторами: температурой сетевой воды на выходе из подогревателя и ее расходом.

Требуемая температура сетевой воды на выходе из сетевого подогревателя при имеющемся температурном напоре определяет температуру конденсации (а значит, и давления) греющего пара. Учет гидравлического сопротивления паропроводов, подводящих пар от турбины к подогревателю, однозначно определяет то давление пара в месте отбора в паровой турбине, которое обеспечивает требуемую температуру сетевой воды. При этом расход пара в отбор должен изменяться примерно пропорционально расходу сетевой воды, и, следовательно, расход пара на турбину должен изменяться вместе с изменением расхода отбираемого пара. Учитывая эти обстоятельства, рассмотрим различные условия работы турбины и теплофикационной установки.

11.7.1. Работа турбины по тепловому графику

Наиболее простым для анализа является режим с одноступенчатым теплофикационным отбором, хотя его следует избегать в условиях эксплуатации, поскольку он менее экономичен, чем режим с двухступенчатым теплофикационным отбором (тем не менее, в широкой гамме возможных режимов теплофикационной турбины и для него есть место).

В рассматриваемом случае теплофикационная турбина работает как турбина с противодавлением [или по-другому — как турбина с ухудшенным вакуумом и конденсацией пара в сетевом подогревателе (СП)]. Следовательно, *наиболее опасным режимом при работе турбины по тепловому графику с одноступенчатым отбором является режим минимального нагрева сетевой воды и максимального теплофикационного отбора.* В этом случае давление за последней ступенью предотборного отсека будет минимальным, а теплоперепад последней ступени возрастет не только по этой причине, но из-за увеличенного расхода пара. Это приведет к увеличению изгибных напряжений в лопатках предотборной ступени.

При работе по тепловому графику с двухступенчатым отбором пара на теплофикацию в совершенно аналогичные условия попадают рабочие лопатки последней ступени отсека, расположенного перед верхним теплофикационным отбором. Ясно, что при двухступенчатом отборе условия работы последней ступени промежуточного отсека облегчаются, так как расход пара через него меньше, чем при работе с одноступенчатым отбором.

Поэтому с целью ограничения напряжений изгиба в рабочих лопатках последних ступеней предотборных отсеков в инструкции по эксплуатации вводят ограничения по нижнему пределу давления в камерах отборов (в камере нижнего теплофикационного отбора при работе с одноступенчатым нагревом и в камере верхнего теплофикационного отбора при работе с двухступенчатым отбором). Обычно выход за нижний предел давления не допускается.

Пример 11.15. В табл. 11.1 представлены значения максимального расхода пара на турбину Т-110/120-12,7 при работе в теплофикационном режиме и соответствующее этим значениям давление в камере регулирующей ступени (для удобства контроля расхода пара эксплуатационным персоналом). Видно, что для работы на предельно допустимом давлении в отборах требуется снже-

Таблица 11.1

Значения максимальных расходов свежего пара в зависимости от давления в теплофикационных отборах для турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ при работе по теплофикационному графику

Давление в нижнем теплофикационном отборе (одноступенчатый нагрев сетевой воды), кПа	Давление в верхнем теплофикационном отборе (двухступенчатый нагрев сетевой воды), кПа	Максимальное давление в камере регулирующей ступени, МПа	Максимальный расход свежего пара, т/ч
50	60	7,7	400
60	75	8,4	450
75—250	95—250	9,0	485

Таблица 11.2

Значения максимальных расходов свежего пара в зависимости от давления в верхнем теплофикационном отборе для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при работе по теплофикационному графику

Давление в верхнем теплофикационном отборе, кПа	Максимальное давление в камере регулирующей ступени, МПа	Максимальный расход свежего пара, т/ч
95	19,1	980
75	17,5	900
60	15,4	800

ние расхода свежего пара почти на 20 % по сравнению с максимальным уровнем давления в отборах.

Пример 11.16. В турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ при работе с одноступенчатым подогревом сетевой воды не допускается уменьшение давления в нем менее нижнего предела (50 кПа) независимо от расхода свежего пара (а точнее — от расхода пара в отбор). При этом максимальный расход пара составляет примерно 590 т/ч и тепловая нагрузка 330 Гкал/ч. При работе с двумя теплофикационными отборами вводятся ограничения по расходу свежего пара, приведенные в табл. 11.2.

Повышение давления в камерах теплофикационных отборов разгружает лопатки предотборных ступеней от изгибных напряжений, но приводит к опасности перегрева проточной части ЦНД. Дело заключается в том, что повышение давления в отборе приводит к повышению температуры пара в нем и, следовательно, перед ЦНД. Поскольку при работе по тепловому графику ЦНД работает при малорасходном режиме с большим выделением тепла, то высокая исходная (перед ЦНД) температура пара приводит к росту температуры пара в ЦНД и перегреву проточной части.

Опасность этого явления тем выше, чем больше давление в теплофикационном отборе, чем больше

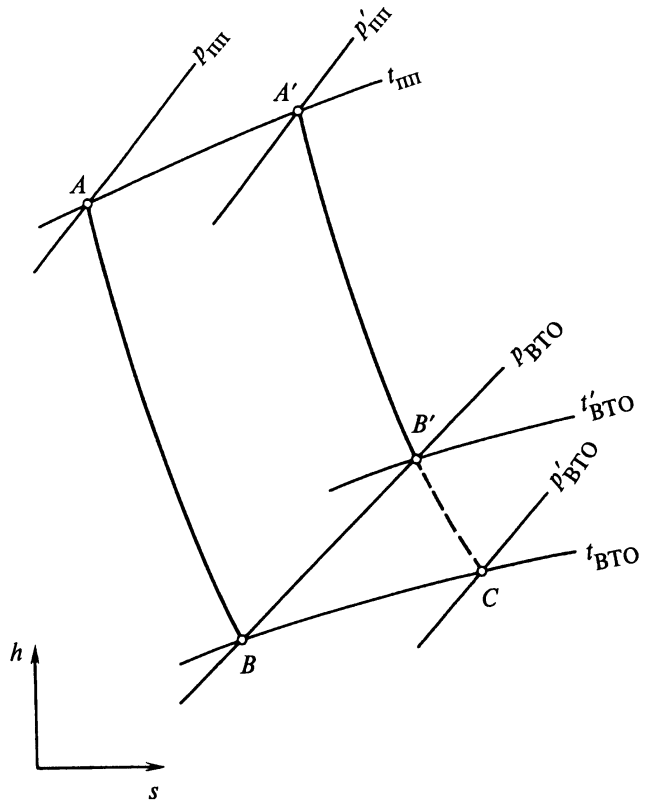


Рис. 11.23. Снижение температуры пара теплофикационного отбора путем снижения его давления

расход пара и чем выше тепловыделение в ЦНД, которое зависит в первую очередь от давления в конденсаторе (т.е. в ЦНД) и от длины лопаток последней ступени. Рассмотрим, например, процесс расширения пара (рис. 11.23) в ЦСД турбины с промежуточным перегревом. Пусть линия AB соответствует расширению пара в ЧСД до давления $p_{ВТО}$ и температуры $t_{ВТО}$ в верхнем теплофикационном отборе. Если снизить расход свежего пара (и соответственно в теплофикационный отбор), то давление перед ЧСД уменьшится примерно пропорционально расходу, и начало процесса расширения переместится в точку A'. Закончится процесс расширения в точке B', и температура в ней $t'_{ВТО}$ будет больше, чем в точке B. Для того, чтобы ее уменьшить до значения $t_{ВТО}$, следует снизить давление в отборе до значения $p'_{ВТО}$. Таким образом, при снижении расхода свежего пара при работе турбины по тепловому графику следует снижать давление в отборе в соответствии с инструкцией по эксплуатации.

Пример 11.17. В табл. 11.3 приведены данные по ограничению давлений в камерах теплофикационных отборов для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Видно, что такой

Таблица 11.3

Предельно-допустимые давления в камере теплофикационных отборов для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (при работе без охлаждающего устройства ЦНД)

Расход свежего пара, т/ч	Предельно-допустимое давление в отборах, кПа		Температура подогрева сетевой воды
	в верхнем отборе (работа с двумя ПГС)	в нижнем отборе (работа с одним ПГС)	
900—980	200	150	120
750	170	140	110—112
550	130	100	100—102
350	80	60	90—92

способ поддержания температуры в ЦНД ведет к ограничению нагрева сетевой воды и это его недостаток.

Другим способом, не имеющим этого недостатка, является либо снижение тепловыделения в ЧНД (поддержание глубокого вакуума), либо введение охлаждения (либо то и другое вместе). Охлаждение ЧНД, как правило, снимает ограничения, аналогичные приведенным в табл. 11.3, но имеет свои недостатки (сложность устройств и их обслуживания, эрозия рабочих лопаток и др.).

Рассмотрим работу промежуточного отсека турбины (рис. 11.24). При проектировании турбины проточная часть отсека формируется так, чтобы распределить общий расход пара $G_{т0}$ на номинальном режиме между сетевыми подогревателями таким образом, чтобы обеспечить требуемую тепловую нагрузку $Q_{т0}$ и максимальную экономичность.

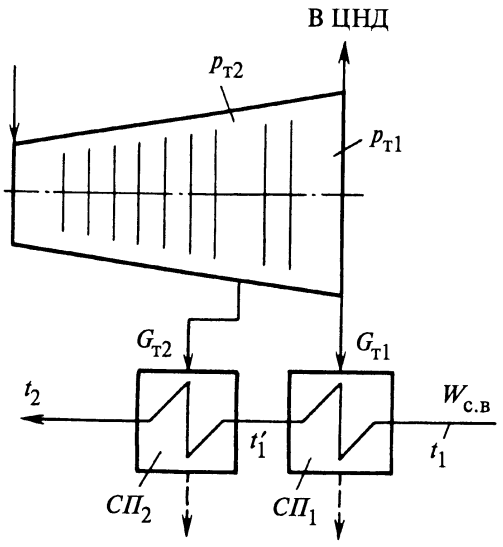


Рис. 11.24. К рассмотрению работы промежуточного отсека теплофикационной турбины

При изменении режима теплофикационной установки, работающей по тепловому графику при заданных температуре сетевой воды после установки и ее расходе, через промежуточный отсек турбины протекает вполне определенный расход пара $G_{т1}$, а за ним устанавливается вполне определенное давление $p_{т1}$. Эти параметры таковы, что при их реализации обеспечивается заданная тепловая нагрузка. Для того, чтобы понять, каковы будут эти параметры, представим себе, что в подогревателе $СП_1$ происходит нагрев сетевой воды до некоторой произвольной температуры t_1' [например, $t_1' = (t_1 + t_2)/2$]. Это означает, что для $СП_1$ должен отбираться пар, давление которого $p_{т1}$ определяется температурой конденсации $t_к = t_1' + \delta t$, где δt — температурный напор, и потерей давления в паропроводе от места отбора до $СП_1$.

Тогда расход пара $G_{т1}$ в $СП_1$ будет определяться с одной стороны уравнением теплового баланса для $СП_1$, а с другой стороны, поскольку давление $p_{т2}$ определяется температурой t_2, формулой Флюгеля (11.1). Поскольку температура t_1' задавалась произвольно, то, эти расходы $G_{т1}$ будут в общем случае разными. Однако можно подобрать такую температуру t_1', что расходы пара, определяемые пропускной способностью промежуточного отсека и конденсирующей возможностью $СП_1$ совпадут. Это и будут реальные параметры для промежуточного отсека.

Эти рассуждения объясняют, почему категорически запрещено работать только с верхним теплофикационым отбором. *Если отключить $СП_1$ путем обвода его по сетевой воде, то конденсирующая способность $СП_1$ исчезнет, расход пара через промежуточный отсек станет равным нулю и начнется быстрый разогрев проточной части промежуточного отсека из-за вращения лопаток в плотном застойном паре.* Аналогичная ситуация возникнет и при отключении $СП_1$ по греющему пару (если имеется соответствующая задвижка) даже при сохранении через него протока сетевой воды.

Часть низкого давления ЦНД теплофикационной турбины — это по существу отдельная турбина весьма оригинальной конструкции: с регулирующей ступенью, парциальность которой обеспечива-

ется поворотной регулирующей диафрагмой, с малым числом ступеней и с начальными и конечными параметрами, диапазон которых изменяется при изменении режима работы теплофикационной установки и конденсатора.

Расход пара через ЦНД может изменяться от нуля (например, при полностью закрытой задвижке, установленной на ресивере ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ) до конденсационного, когда обеспечивается максимальная мощность турбины. При этом ЦНД работает со скользящими начальными параметрами на входе, когда давление и температура перед регулирующей диафрагмой, т.е. в камере нижнего теплофикационного отбора изменяется в соответствии с работой теплофикационной установки.

Параметры за ЦНД определяются не только расходом пара в конденсатор, но и режимом работы конденсатора. При работе на циркуляционной воде, особенно при использовании охлаждающей поверхности не только основного, но и теплофикационного пучка можно получить очень глубокий вакуум, составляющий всего несколько килопаскалей. При работе с использованием только теплофикационного пучка и относительно холодной подпиточной воды для тепловой сети вакуум в конденсаторе будет хуже, однако все-таки достаточно глубоким. При работе с охлаждением теплофикационного пучка конденсатора прямой сетевой водой, достигающей 70 °С, давление в конденсаторе может повышаться до 45—50 кПа, угрожая безопасной работе турбины.

Таким образом, по расходу пара и по параметрам на входе в ЦНД и в конденсаторе диапазон режимов работы ЦНД может быть чрезвычайно широким. Однако при всем их многообразии наибольшую опасность и наибольшее влияние на экономичность оказывают *малорасходные режимы*, в частности, при работе турбины по тепловому графику.

Для того чтобы понять проблемы работы ЦНД в малорасходных режимах, рассмотрим качественную сторону течения пара в его проточной части при уменьшении расхода пара. Заметим, что уменьшение расхода пара осуществляется прикрытием регулирующей диафрагмы. Подчеркнем, что газодинамическая картина течения пара при глубоком снижении расхода весьма сложна и недостаточна исследована. Поэтому в настоящей книге речь идет только о качественном описании явления с тем, чтобы оператор турбины понимал, по крайней мере, физическую сущность протекающих процессов.

Главным параметром, который определяет режим течения в проточной части является абсолютный объемный расход пара через последнюю ступень $Gv_к$, где G — расход пара через последнюю ступень, а $v_к$ — удельный объем за ней. Так как $Gv_к \sim G/p_к$, то можно сказать, что *массовый расход пара и давление в конденсаторе определяют режим работы ЧНД*. Это понятно, поскольку объемный расход пара определяет треугольники скоростей в ступенях отсека.

С уменьшением расхода пара и ухудшением вакуума параметр $Gv_к$ уменьшается, теплоперепады ступеней и отношение $x_ф$ отклоняются от оптимальных и КПД отсека падает. *При уменьшении* $Gv_к$ *до некоторой величины, которая зависит от конструкции ступени, в ее прикорневой зоне возникает отрыв потока и появляется циркуляционная зона*, на перемещение пара в которой затрачивается энергия потока, превращающаяся в тепло. При дальнейшем уменьшении $Gv_к$ зона расширяется, и при некотором значении появляется вторая периферийная зона в области вершин лопаток; одновременно зоны циркуляции начинают возникать в предпоследней ступени, затем в предпредпоследней ступени и т.д. В результате картина течения пара в проточной части приобретает вид, показанный на рис. 11.25: «сквозной» поток занимает только малую часть проходного сечения, а значитель-

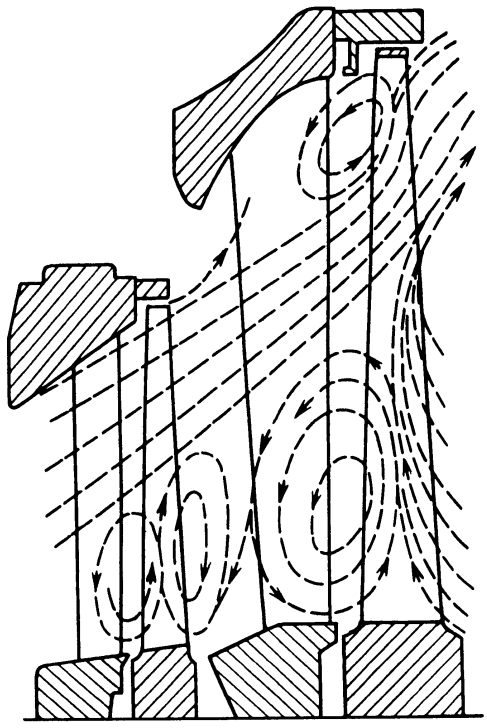


Рис. 11.25. Схема течения пара в последних ступенях турбины при малых объемных расходах пара

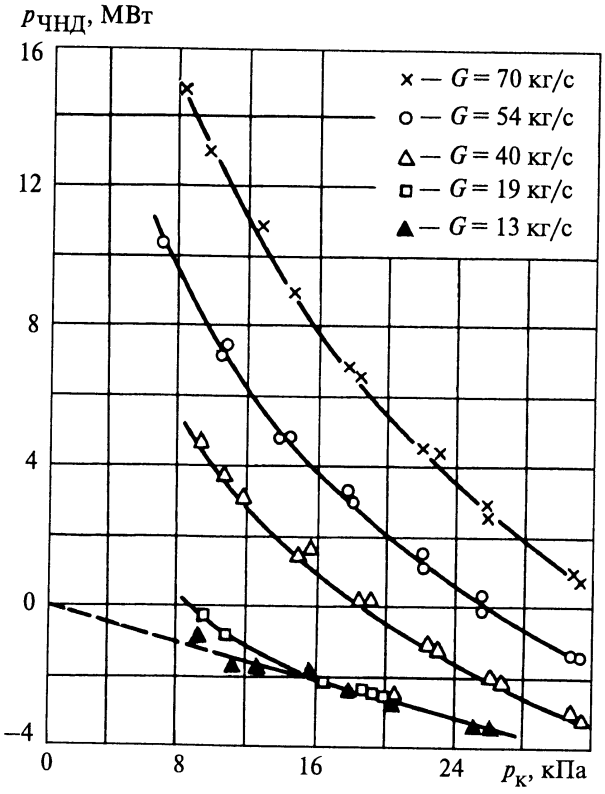


Рис. 11.26. Зависимость внутренней мощности ЧНД турбины Т-180/210-12,8 ЛМЗ от расхода пара и давления в конденсаторе

ная часть энергии потока тратится на создание циркуляционных токов. Мощность ступени (или отсека) при этом может не только уменьшиться, но и стать отрицательной: ступень будет не вырабатывать, а потреблять мощность, выработанную ступенями ЦВД. Это хорошо видно из мощностной диаграммы ЧНД турбины Т-180-210-12,8, полученной экспериментальным путем (рис. 11.26). При расходе пара в ЧНД 40 кг/с при уменьшении давления в конденсаторе ниже 18,5 кПа мощность ЧНД становится отрицательной. При расходе в 13 кг/с ЧНД потребляет мощность практически во всем диапазоне давлений в конденсаторе.

На рис. 11.27 показан характер изменения температур по проточной части ЧНД при работе турбины по тепловому графику. При относительно больших объемных пропусках пара его температура вдоль проточной части монотонно уменьшается (так как ступени вырабатывают мощность), и только в последней ступени наблюдается ее небольшой рост, связанный с началом отрыва в прикорневой зоне. Вдоль рабочей лопатки температура изменяется мало, несколько повышаясь к периферии и корню, где возникают повышенные аэродинамические потери. При малом объемном пропуске пара первая ступень продолжает вырабатывать мощность (об этом свидетельствует снижение температуры пара за ней), а вторая и третья ступени переходят в режим потребления мощности, вследствие чего температура пара возрастает (иногда в 2 раза) и начинается нагрев лопаток. Часто при этом температура рабочей лопатки последней ступени, охлаждаемой вихрями, становится меньше, чем сопловых лопаток. Характер распределения температуры вдоль рабочих лопаток также изменяется: в корне и на периферии она становится меньше, чем в средней части вследствие охлаждения лопатки холодными циркуляционными вихрями, питаемыми паром из выходного патрубка. Аналогичное распределение температуры наблюдается вдоль лопатки второй ступени и возможно даже вдоль первой. Это свидетельствует о глубоком проникновении циркуляционных вихрей из патрубка к регулирующей диафрагме и, таким образом, отрицательный эффект от возникающих циркуляционных вихрей смягчается их охлаждающим действием [об эрозионном износе выходных кромок, вызванных вихрями (см. § 16.5)].

Потребление мощности означает превращение механической энергии вращения ротора ЧНД в тепло, разогревающее пар, от которого нагревается проточная часть. *Главная опасность при превышении температуры проточной части, по мнению турбинных заводов, состоит в том, что оно может привести к отделению от лопаток противоэрозионных стеллитовых пластин*, особенно в том случае, если они припаяны, а не приварены. При этом следует учитывать, что повышенный разогрев последней ступени обычно происходит при повышенном давлении за последней ступенью и, следовательно, увеличенной влажности. Все это способствует быстрому эрозионному износу входных кромок рабочих лопаток последних ступеней.

Дополнительная опасность разогрева связана с использованием титановых проволочных связей, ползучесть материала которых проявляется при умеренных температурах, возможностью неравномерного разогрева ступиц насадных дисков и ослаблением их посадки на валу, разогревом выходных патрубков и смещением встроенных в выходные патрубки подшипников и появлением повышенной вибрации.

Поэтому при назначении допустимых режимов работы турбины заводы установили предельную температуру пара за рабочими лопатками последней ступени, которую нельзя превышать. Основные изготовители теплофикационных турбин в России — ТМЗ и ЛМЗ — установили разные допустимые тем-

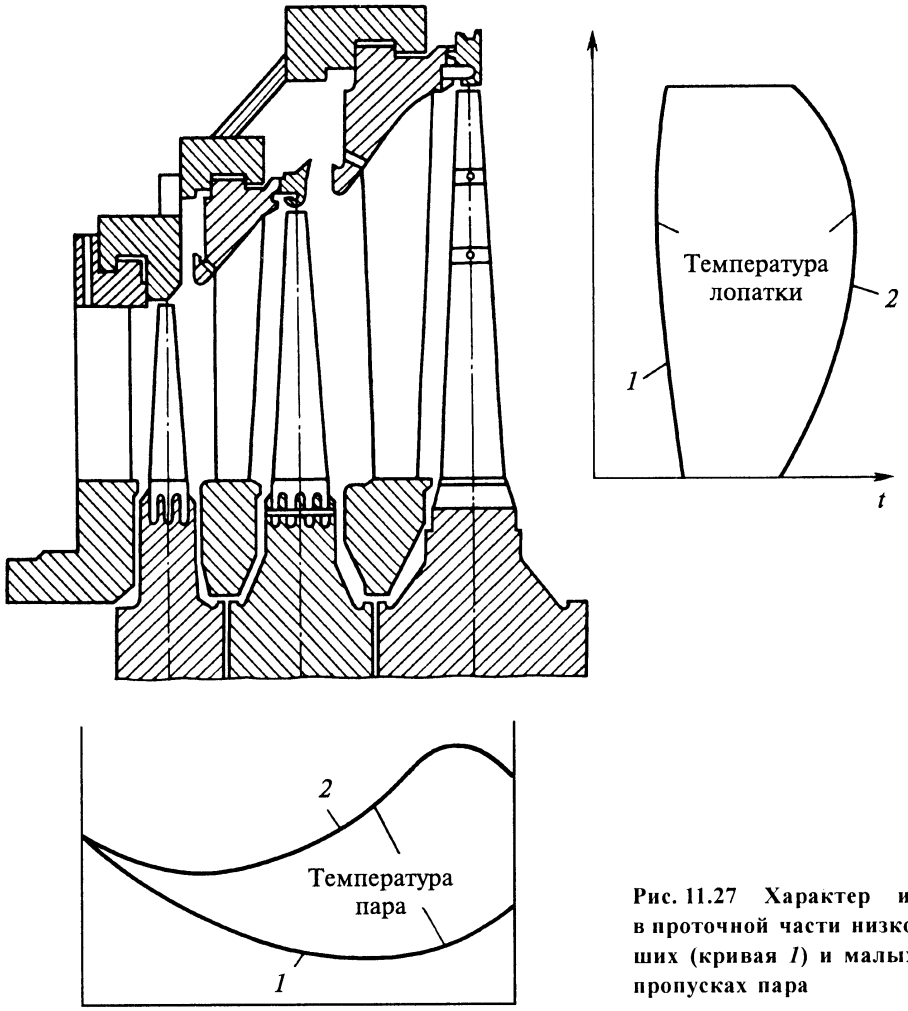


Рис. 11.27 Характер изменения температур в проточной части низкого давления при больших (кривая *1*) и малых (кривая *2*) объемных пропусках пара

пературы для своих турбин. Например, для турбин Т-250/300-23,5 ТМЗ она не должна превышать 170 °С, а для турбины Т-180/210-12,8 — 270 °С. Столь большая разница в допустимых температурах говорит о недостаточной изученности явления нагрева проточной части при малорасходных режимах. Заметим, что при этом температура выходных патрубков не должна превышать значений, предусмотренных инструкцией, обычно 120 °С.

На рис. 11.28 показана полученная ТМЗ зависимость разогрева пара $\Delta t = t_0^{\text{ЧНД}} - t_{\text{макс}}$, где $t_0^{\text{ЧНД}}$ —

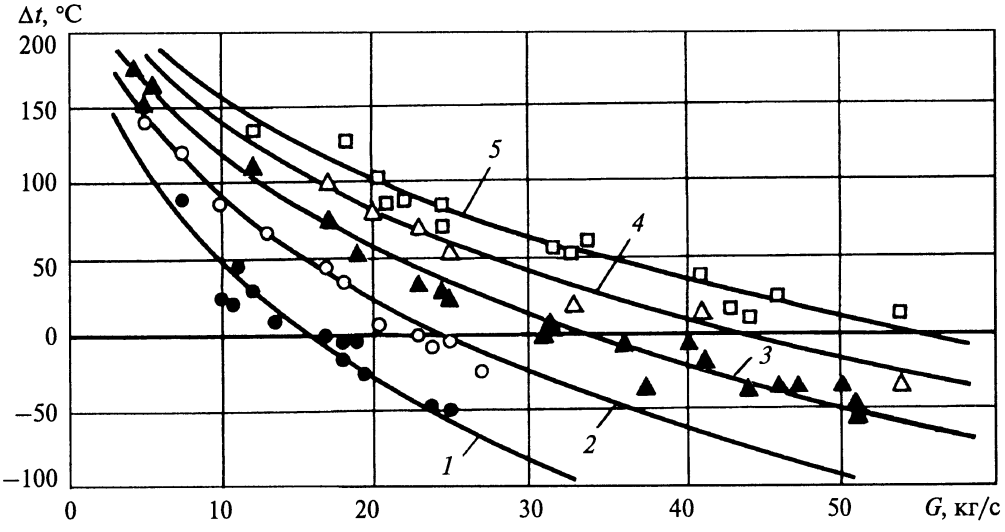


Рис. 11.28. Разогрев проточной части ЧНД в зависимости от расхода пара и давления в конденсаторе по опытам ТМЗ
1, *2*, *3*, *4* и 5 — соответственно давления в конденсаторе 9,8; 14,7; 19,6; 24,5 и 29,4 кПа

температура перед регулирующей диафрагмой ЧНД, а $t_{макс}$ — максимальная температура рабочей лопатки последней ступени, от расхода пара через ЧНД и давления в конденсаторе для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Пересечение кривых с осью абсцисс дает точки «нулевого» нагрева, когда уменьшение температуры пара вследствие его расширения компенсируется разогревом из-за потерь энергии. Выше оси абсцисс располагается область потребления мощности. Чем выше давление $p_к$ в конденсаторе, тем раньше, т.е. при большем расходе возникает режим потребления мощности.

Кривые, приведенные на рис. 11.28, можно описать единой зависимостью:

$$\Delta t = 0{,}79\,p_к - 295\sqrt{G/p_к} + 339,$$

где $p_к$ — давление в конденсаторе, кПа; G — расход пара в ЧНД, кг/с.

Тогда максимальная температура рабочей лопатки последней ступени

$$t_{макс} = t_0^{ЧНД} + 0{,}79\,p_к - 295\sqrt{G/p_к} + 339,$$

и из этой формулы, полученной для частного случая, хорошо видно, что максимальная температура рабочих лопаток последней ступени определяется тремя основными эксплуатационными факторами:

температурой пара перед регулирующей диафрагмой;

давлением в конденсаторе;

расходом пара в конденсатор, точнее — через проточную часть ЦНД.

Последняя формула позволяет также установить, как можно исключить чрезмерный нагрев проточной части ЧНД при работе турбины по тепловому графику, не прибегая к специальным системам охлаждения, о которых речь пойдет ниже.

1. Для поддержания низких значений $t_0^{ЧНД}$ не следует повышать давление в теплофикационных отборах сверх допустимого, так как вместе с ростом давления в соответствии с процессом расширения пара в турбине увеличивается и $t_0^{ЧНД}$. Если температура оказывается недопустимо большой, то единственным выходом является полное отключение ЦНД путем установки специальной задвижки на ресивере и введение охлаждения ЦНД сторонним паром уменьшенной температуры.

2. Для поддержания малой степени нагрева Δt можно пропускать большой расход пара через ЧНД путем создания в регулирующей диафрагме соответствующих проходных каналов. Как видно из рис. 11.26, в ЧНД турбины Т-180/210-12,8 ЛМЗ при расходе пара G = 70 кг/с вплоть до давления в конденсаторе 30 кПа сохраняется режим выработки мощности. Собственно такой способ ранее и применялся на всех теплофикационных турбинах сравнительно небольшой мощности, тем более, что их конструктивные особенности (малые высоты лопаток) не создавали большого тепловыделения. Однако повышенный (но все-таки малый) расход пара через ЧНД означает снижение экономичности выработки электроэнергии по теплофикационному циклу. Поэтому увеличение расхода пара через ЧНД может быть оправдано при утилизации тепла конденсационного потока пара при использовании подпиточной или сетевой воды для охлаждения конденсатора. Таким образом, *значительный вентиляционный пропуск пара через ЧНД обеспечивает ее надежную работу, но снижает экономичность.*

3. Для поддержания малого значения Δt можно снизить расход пара в ЦНД или даже полностью «отсечь» ЦНД от потока пара ресиверной задвижкой, но при этом в конденсаторе поддерживать очень глубокий вакуум (а такая возможность имеется зимой, так как циркуляционная вода имеет низкую температуру). При этих условиях можно надеяться, что тепловыделение будет небольшим, и тепло будет сниматься циркуляционными токами, подпитываемыми холодным паром из выходного патрубка ЦНД. Такая схема возможна при относительно малых высотах рабочих лопаток последних ступеней, когда тепловыделение невелико. Однако установка ресиверной задвижки исключает возможность быстрого повышения мощности ЦНД при росте нагрузки в электрической сети, а создание глубокого вакуума требует значительных затрат мощности на циркуляционные насосы.

4. Для поддержания малого Δt возможен компромисс этих двух методов, когда через регулирую-

щую диафрагму пропускается минимум расхода («естественный» расход через неплотности диафрагмы) при достаточно глубоком вакууме.

Рассмотренные методы исключения чрезмерного нагрева проточной части ЦНД при работе турбины по тепловому графику применимы только при малом тепловыделении. Однако в ЦНД турбин с длинными лопатками последних ступеней даже при глубоком вакууме разогрев проточной части оказывается столь значительным, что требуется искусственное охлаждение проточной части и выходного патрубка.

К настоящему времени разработано и испытано большое количество различных охлаждающих устройств, конструкция которых в момент разработки определялась текущими представлениями о структуре полей скоростей и давлений в проточной части и выходном патрубке. Различаются охлаждающие устройства двумя основными решениями: местом ввода охлаждающего агента и самим охлаждающим агентом (вода или пар).

Наиболее простым и распространенным охлаждающим устройством является группа распылителей конденсата, подаваемого от конденсатных насосов в выходном патрубке ЦНД. Конструктивно охладитель представляет собой трубчатый водяной коллектор, устанавливаемый по центру каждого переходного патрубка на расстоянии 0,1—1 м от его горизонтального среза. Распыливающие форсунки устанавливают группами (от трех до пяти для разных турбин) с четырьмя форсунками в каждой группе. Форсунки имеют конус распыла, расположенный вниз по потоку под углом примерно 15° к горизонту.

На рис. 11.29 приведены результаты специальных исследований температурного состояния последней ступени турбины Т-100-12,8 ТМЗ при работе такого охлаждающего устройства. На рисунке нанесены три полосы, верхняя граница каждой из которых соответствует работе без охлаждающего устройства, а нижняя — с ним. Полоса *3* соответствует полностью закрытой регулирующей диафрагме ЦНД и поступлению в него «естественного» вентиляционного пропуска пара. Если полностью «отсечь» ЦНД, т.е. сделать режим беспаровым, то температура направляющих лопаток повышается на 60—80 °С, а включение охлаждающего устройства позволяет снизить

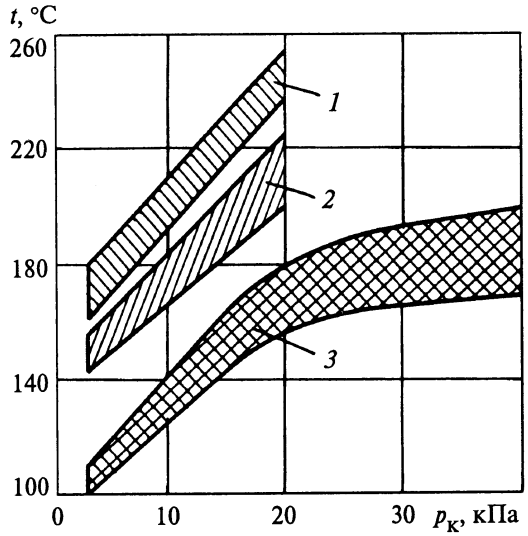


Рис. 11.29. Зависимость осредненной по окружности максимальной температуры направляющих и рабочих лопаток последней ступени турбины Т-100-12,8 ТМЗ (опыты ТМЗ)
1 и *2* — соответственно направляющие и рабочие лопатки в беспаровом режиме; *3* — направляющие лопатки в режиме с вентиляционным пропуском пара

ее на 15—30 °С. Но даже при включенном охлаждающем устройстве температура элементов проточной части при давлении в конденсаторе свыше 10 кПа достигает недопустимого значения.

Главным недостатком этого охлаждающего устройства является возможность переноса крупнодисперсной влаги циркуляционными потоками к выходным кромкам рабочих лопаток последней ступени, причем влага концентрируется вблизи внутреннего конуса нижней половины выходного патрубка. Это вызывает интенсивную эрозию выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней с большой опасностью их излома (см. гл. 16). Поэтому использование такой системы охлаждения ЦНД при работе по тепловому графику возможно лишь для турбин с малой высотой рабочих лопаток последней ступени (до 550 мм), да и то с достаточно глубоким вакуумом.

Правда, аналогичные системы установлены и на мощных турбинах, например, на Т-175/210-12,8 и Т-250/300-23,5 ТМЗ. Однако их используют короткое время (при пусках) и служит она, в основном, для охлаждения выходных патрубков.

Пример 11.18. Штатная система охлаждения выходных патрубков турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ состоит из горизонтальных водяных коллекторов, установленных

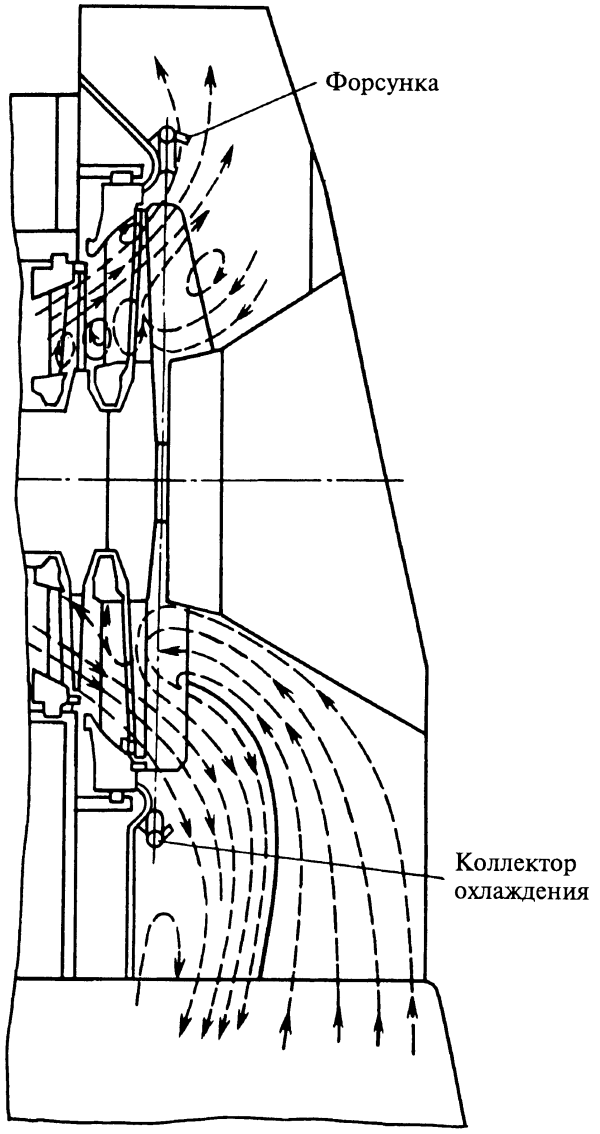


Рис. 11.30. Установка кольцевого коллектора системы охлаждения выходного патрубка и проточной части

на расстоянии 0,7 м от среза выходных патрубков, в которых размещено 12 блоков охлаждения. Каждый блок содержит по 6 равномерно расположенных центробежных форсунок диаметром 5 мм. Всего в системе охлаждения — 144 форсунки, которые распыливают конденсат, поступающий от конденсатных насосов, вниз под углом 15° к горизонту.

Существенным усовершенствованием, а по существу созданием новой системы охлаждения выходного патрубка является схема с подачей охлаждающей воды в кольцевые коллекторы, устанавливаемые на внутреннем обводе каждого выходного патрубка (рис. 11.30). Для охлаждения к форсункам подается перегретая по отношению к конденсирующемуся пару вода от ПНД-4 с давлением более 0,6 МПа и температурой более 80 °С (рис. 11.31).

В этой системе конденсат подается форсунками в периферийную зону рабочих лопаток последней ступени, откуда выходит наиболее горячий пар. Даже при избыточном количестве впрыскиваемой воды, ее попадание в зону обратных циркуляционных токов в корневой зоне рабочих лопаток затруднено, что уменьшает вероятность эрозии выходных кромок. Система с кольцевым впрыском позволяет не только надежно охладить выходной патрубок, но и в допускаемых заводом-изготовителем турбины пределах по давлению в конденсаторе обеспечить охлаждение проточной части.

На рис. 11.32 показана принципиальная схема штатной системы охлаждения ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Пар из верхнего теплофикационного отбора двумя трубами диаметром 400 мм подается в горизонтальную трубу диаметром 600 мм, в которой установлена I ступень увлажнения. Конструктивно она представляет собой блок из двух центробежных форсунок, к которым через щелевой фильтр подводится конденсат от конденсатных насосов II ступени. За увлажнителем устанавливается сепаратор шнекового типа, снижающий содержание влаги в паре в случае переувлажнения в I ступени. За сепаратором паровой поток через вертикальный раздающий коллектор подается к трем параллельно расположенным пароохладителям типа труб Вентури, работающим в критическом режиме по истечению пара. В суженном участке каждого из пароохладителей нормально к оси располагаются три прямоструйные форсунки, питаемые от конденсатных насосов. Перед входом охлаждающего пара в ЦНД он подвергается вторичной сепарации.

Рассмотренная схема обеспечивает допустимое состояние проточной части и выходного патрубка ЦНД в диапазоне давлений в верхнем теплофикационном отборе 60—200 кПа с расходом пара 18—20 т/ч при номинальном вакууме.

Недостатком рассмотренной штатной схемы охлаждения является опасность эрозионного износа рабочих лопаток первых ступеней.

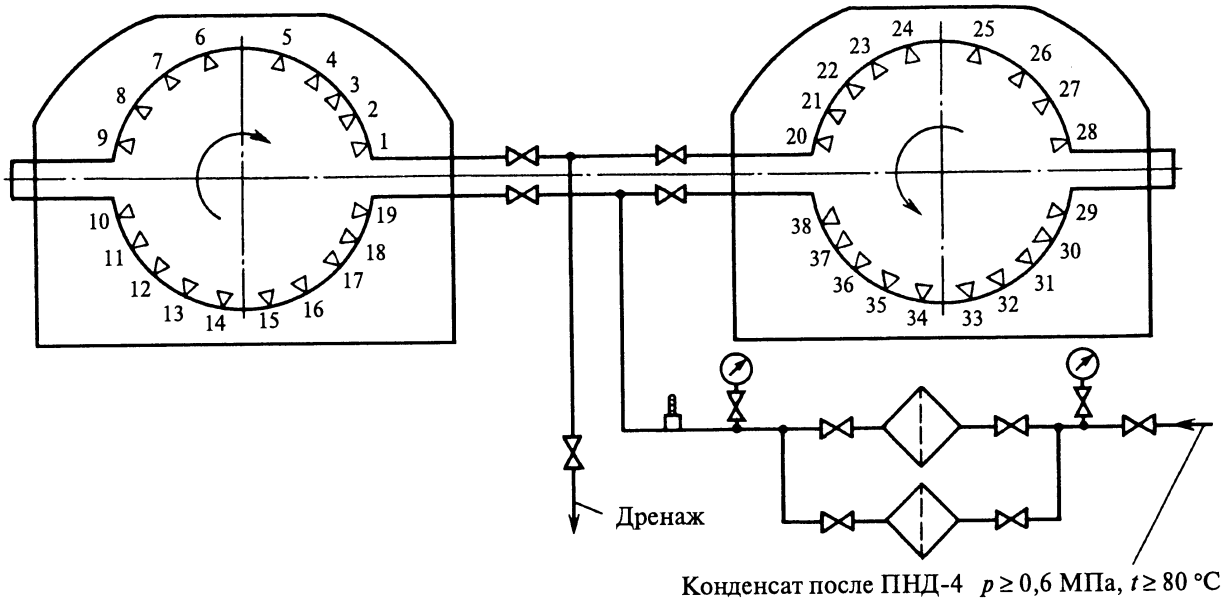


Рис. 11.31. Схема охлаждения выходного патрубка турбины Т-185/220-12,8

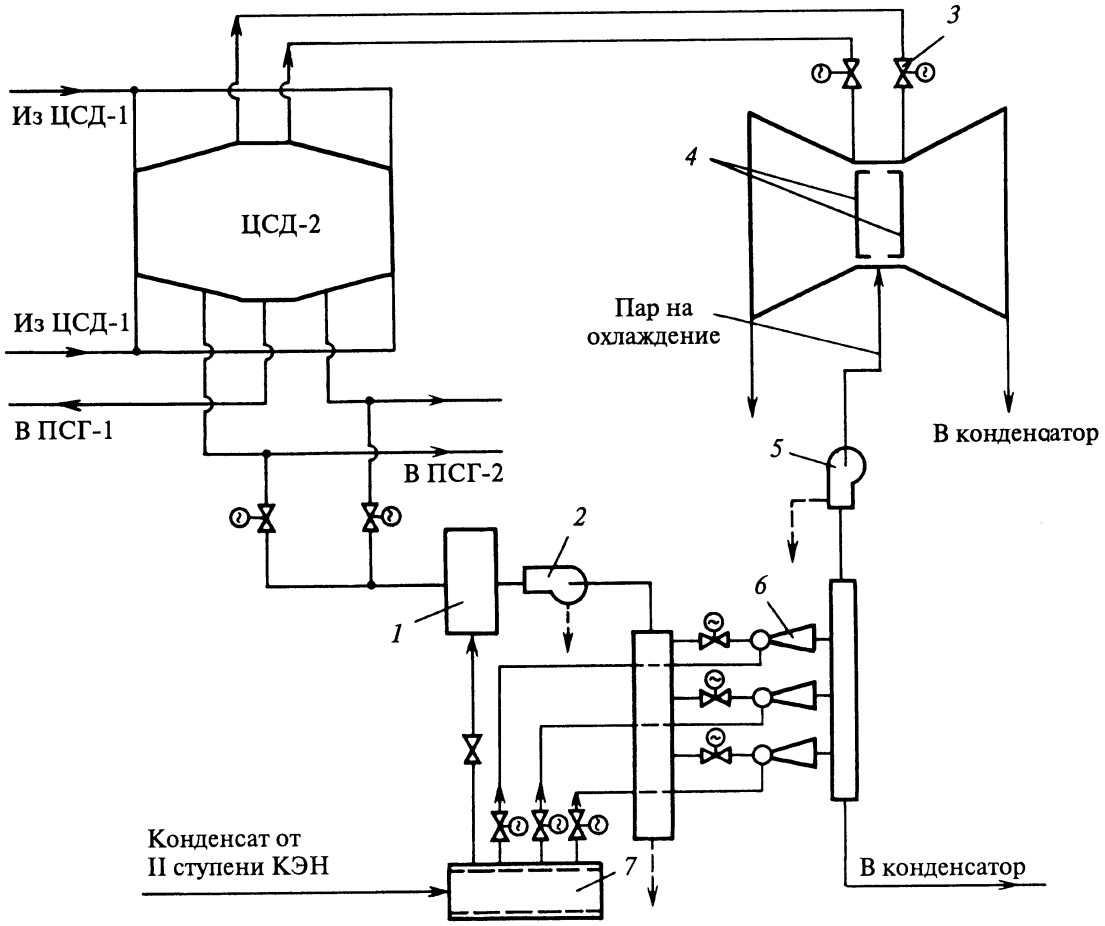


Рис. 11.32. Принципиальная схема штатной системы охлаждения ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ для работы по тепловому графику

1 — блок увлажнителей; *2*, *5* — сепараторы I и II ступеней; *3* — ресиверные задвижки; *4* — регулирующие диафрагмы; *6* — пароохладители; *7* — щелевой фильтр

11.7.2. Работа турбины по электрическому графику

Работа турбины по электрическому графику означает, что электрическая мощность турбины и тепловая нагрузка сетевых подогревателей изменяются независимо. Конечно, хотелось бы, чтобы при любой электрической нагрузке можно было получить любую тепловую нагрузку и наоборот. Однако, поскольку теплофикационный поток пара вырабатывает электрическую мощность, то, хотя тепловая и электрическая мощности являются независимыми параметрами, диапазон возможного изменения каждого из них при фиксированном значении другого параметра оказывается ограниченным.

Будем для краткости в настоящем разделе частью высокого давления (ЧВД) условно называть часть турбины от регулирующих клапанов ЦВД до камеры нижнего теплофикационного отбора (хотя эта «часть» может состоять, как, например, в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ из трех цилиндров). Соответственно ЧНД — это «часть» турбины от ее регулирующих органов (клапанов или диафрагмы) до конденсатора (хотя это может быть отдельный двухпоточный цилиндр).

Работа теплофикационной турбины по электрическому графику отличается от работы по тепловому графику прежде всего наличием существенного расхода пара через ЧНД. Уже одно это существенно облегчает условия работы ЧНД, поскольку проблема нагрева проточной части ЧНД и выходного патрубка отсутствует.

Для того чтобы понять, как работает теплофикационная турбина в рассматриваемом случае, следует усвоить, что часть турбины от регулирующих клапанов ЧВД до регулирующих органов ЧНД и часть турбины от регулирующих органов ЧНД до конденсатора — это как бы две самостоятельные турбины.

Первая из этих «турбин» — это турбина с противодавлением с заданным конечным давлением $p_т$, определяемым температурой сетевой воды после СП, и расходом пара G_0, равным сумме теплофикационного расхода $G_т$, идущего в сетевые подогреватели, и конденсационного расхода $G_к$, идущего в ЧНД.

Вторая «турбина» — это конденсационная турбина, состоящая из нескольких ступеней, имеющая собственные органы регулирования расхода пара, (клапаны или поворотную диафрагму) и работающая при скользящих начальных параметрах — давлении $p_т$ и температуре $t_т$ в отборе, которые в свою очередь определяются работой теплофикационной установки и процессом расширения пара в турбине до регулирующих органов ЧНД.

Общим у этих двух «турбин» является то, что конечные параметры «турбины с противодавлением» совпадают с начальными параметрами «конденсационной турбины».

Если зафиксировать некоторую тепловую нагрузку $Q_т$, т.е. давление в регулируемом отборе и расходы пара в отборы $G_т$, то тем самым будет зафиксирован процесс расширения пара в турбине и теплоперепады обеих рассматриваемых «турбин». Следовательно, изменить мощность каждой из «турбин» можно только путем изменения расхода через них, причем разность расходов через «турбину с противодавлением» и через «конденсационную турбину» $(G_0 - G_к)$ должна оставаться постоянной, так как расходы пара в отборы неизменны.

Таким образом, *изменять электрическую нагрузку теплофикационной турбины при заданной тепловой нагрузке можно только в той мере, в какой можно изменять расход пара через турбину* G_0 *и в ЧНД* $G_к$, *причем эти расходы увязаны соотношением* $G_т = G_0 - G_к$.

Последнее ограничение очень существенно. Оно означает, что при заданных $p_т$ и $t_т$ ЧНД может пропустить только вполне определенный расход $G_к$ и при фиксированном $G_т$ расход пара не может быть больше, чем $(G_т + G_к)$; следовательно, и электрическая мощность будет ограничена. Точно также, если по каким-то причинам ограничена пропускная способность ЧВД, то при фиксированном расходе $G_т$ не может быть реализована пропускная способность ЧНД.

Минимальная электрическая мощность теплофикационной турбины при заданной теплофикационной нагрузке достигается при полностью закрытых регулирующих органах ЧНД, т.е. в режиме, совпадающем с режимом работы по тепловому графику. При этом конденсационный расход равен нулю, а теплофикационный расход совпадает с суммарным расходом и определяется только тепловой нагрузкой.

Увеличить мощность теплофикационной паровой турбины при фиксированной тепловой нагрузке можно только путем увеличения конденсационного пропуска пара. Следовательно, если по каким-то причинам этого сделать нельзя, то и увеличить мощность тоже невозможно. Для ЧНД таким режимом является режим полного открытия регулирую-

щих органов ЧНД. Действительно, когда они откроются полностью, то давление перед проточной частью ЧНД сравняется с давлением в камере отбора, и увеличить расход $G_к$ через ЧНД невозможно. А так как $G_т$ постоянен, то расход на турбину $G_0 = G_к + G_т$ вполне определенен, и тогда вполне конкретна и электрическая мощность турбоагрегата.

Может быть и по-другому, когда пропускная способность ЧНД достаточна, но сумма возможного конденсационного расхода и отбора превосходит производительность котла, например, при блочной компоновке котла и турбины.

Реализуемый вариант зависит от того, как спроектированы ЧВД и ЧНД турбины. Например, турбины ТМЗ мощностью 100 МВт и менее спроектированы так, что пропускная способность ЧВД при работе по тепловому графику выше, чем пропускная способность ЧНД при работе в конденсационном режиме. Поэтому максимальную мощность от такой турбины получают не на конденсационном режиме, а на режиме с максимальным расходом пара через ЧВД, равным максимальному расходу при чисто теплофикационном режиме.

Пример 11.19. На рис. 11.33 показана диаграмма перегрузки турбины Т-55/60-12,8 ТМЗ, иллюстрирующая возможные режимы работы турбины при мощности больше номинальной.

Номинальная мощность 55 МВт (точка 0) может быть получена при отсутствии расхода пара в отопительный отбор ($G_т = 0$ и $Q_т = 0$). Турбина будет работать в конденсационном режиме, но для получения мощности 55 МВт необходимо полностью открыть клапаны ЧНД и поддерживать давление в верхнем теплофикационном отборе (и соответствующее давление перед ЧНД) $p_т$ = 0,16 МПа. При этом часть регулирующих клапанов ЧВД будет закрыта.

Увеличить электрическую мощность турбины при сохранении той же температуры нагрева сетевой воды ($p_т$ = = 0,16 МПа) возможно открытием регулирующих клапанов ЧВД, и при этом весь дополнительный поток пара будет проходить через ЧВД в отбор, вырабатывая дополнительную мощность и увеличивая тепловую нагрузку. Этот процесс изображен на рис. 11.33 линией *0A*. Однако увеличение мощности не может быть беспредельным. Оно заканчивается в точке *N*, в которой мощность электрогенератора достигает максимально допустимого значения. Таким образом, турбину можно перегрузить на 10 МВт по отношению к номинальной мощности 55 МВт, однако при этом в теплофикационные отборы необходимо как минимум отпустить тепла около 18 Гкал/ч.

Но номинальную мощность 55 МВт при том же давлении в отборе $p_т$ = 0,16 МПа возможно получить по-другому: можно полностью открыть регулирующие клапаны ЧВД и обеспечить максимально возможный расход пара через ЧВД (при давлении в камере отбора $p_т$ = 0,16 МПа). Тогда тепловая нагрузка составит 88 Гкал/ч (точка *B*). Конечно, при этом регулирующая диафрагма будет существенно ограничивать пропуск пара в ЧНД. Для увеличения электрической мощности следует приоткрыть регулирующую диафрагму и увеличить расход $G_к$ и мощность ЧНД. Но увеличить $G_к$ можно только уменьшением расхода пара $G_т$ в теплофикационные отборы, так как расход через ЧВД уже достиг максимально возможного значения; следовательно, увеличение мощности турбины при постоянном и максимально возможном расходе пара $G_0 = G_т + G_к$ будет только при снижении расхода $G_т$ в отбор. Линия *BC* на рис. 11.33 отражает этот процесс. Он

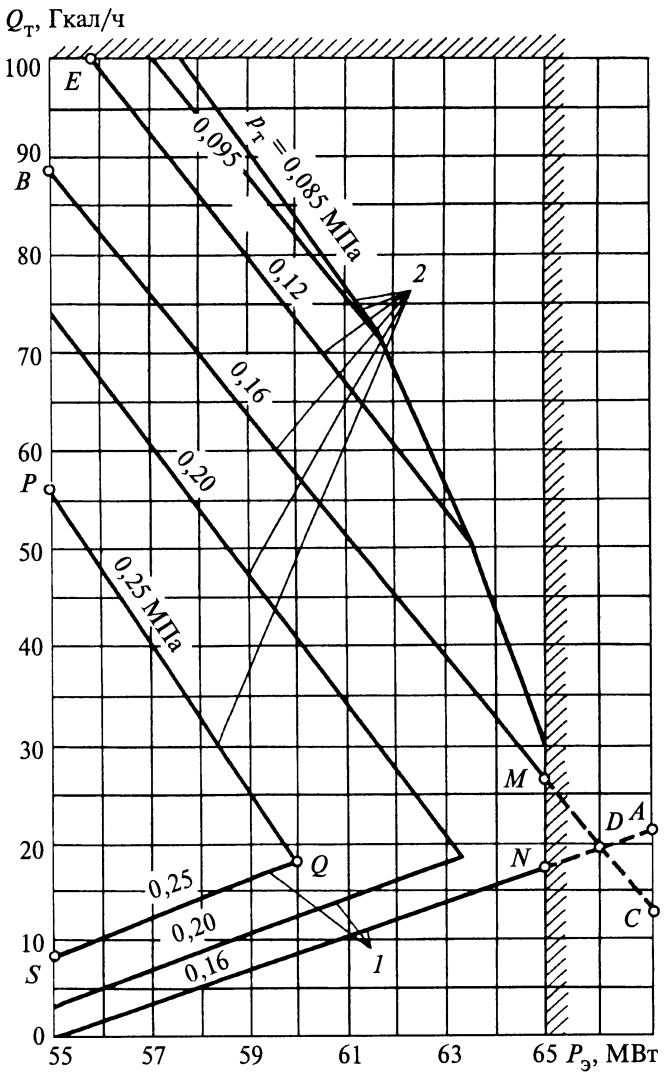


Рис. 11.33. Области допустимых режимов турбины Т-55/65-12,8 ТМЗ при нагрузках, больше номинальной

1 — линии, соответствующие минимально необходимым регулируемым отборам пара; *2* — линии, соответствующие максимально возможному пропуску пара через ЧВД

закончится в точке M, где достигается максимально допустимая мощность электрогенератора. Если бы не было ограничений со стороны генератора, то линии OA и BC пересеклись бы в точке D (электрическая мощность 66 МВт, тепловая нагрузка 20 Гкал/ч), т.е. при давлении в ВТО $p_т$ = 0,16 МПа достигается максимальная мощность при полностью открытых регулирующих клапанах ЧВД и регулирующей диафрагме ЧНД, и это возможно только при вполне определенной тепловой нагрузке.

Область $0NMBA$ дает область возможной электрической перегрузки турбины при фиксированном давлении $p_т$, т.е. температуре сетевой воды на выходе из сетевого подогревателя. При номинальной электрической мощности 55 МВт тепловую нагрузку возможно изменять от нуля до 88 Гкал/ч, а при максимально возможной электрической нагрузке 65 МВт она изменяется от 18 до 26 Гкал/ч (соответственно точки N и M).

Если при номинальной нагрузке 55 МВт потребуется перейти на большую температуру нагрева сетевой воды, например, соответствующую давлению $p_т$ = 0,25 МПа (напомним, что регулирующая диафрагма ЧНД полностью открыта), то для компенсации уменьшения теплоперепада ЧВД потребуется увеличение расхода свежего пара и расхода в отбор. Поэтому номинальная мощность 55 МВт при $p_т$ = 0,25 МПа может быть получена при тепловой нагрузке как минимум 8 Гкал/ч (точка S на рис. 11.33). При повышении $p_т$ до 0,25 МПа пропускная возможность ЧВД снизится и соответственно снизится та максимальная отопительная нагрузка, которую можно получить при электрической нагрузке 55 МВт (точка P на рис. 11.33). Для давления $p_т$ = 0,25 МПа получить электрическую мощность более 60 МВт (точка Q) от теплофикационной турбины невозможно.

При снижении давления $p_т$ в регулируемых отборах область допустимых тепловых нагрузок при выбранной электрической нагрузке расширяется, однако при этом становится важным другой ограничивающий фактор — допускаемая тепловая нагрузка на сетевые подогреватели, которая для турбины Т-50/60-12,8 ТМЗ составляет 100 Гкал/ч. Если, например, давление в регулируемом отборе (см. рис. 11.33) $p_т$ = 0,12 МПа и требуется получить максимальную тепловую нагрузку, то это возможно только при электрической мощности около 56 МВт (точка E).

Аналогичная диаграмма перегрузки для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ приведена на рис. 11.34 с той лишь разницей, что в качестве параметра принято не давление в отборе $p_т$, а температура за сетевыми подогревателями $t_{с.в}$.

Мощные теплофикационные турбины (больше 100 МВт) обычно проектируют так, чтобы пропускная способность ЦНД на конденсационном режиме была не меньше, чем пропускная способность ЦВД

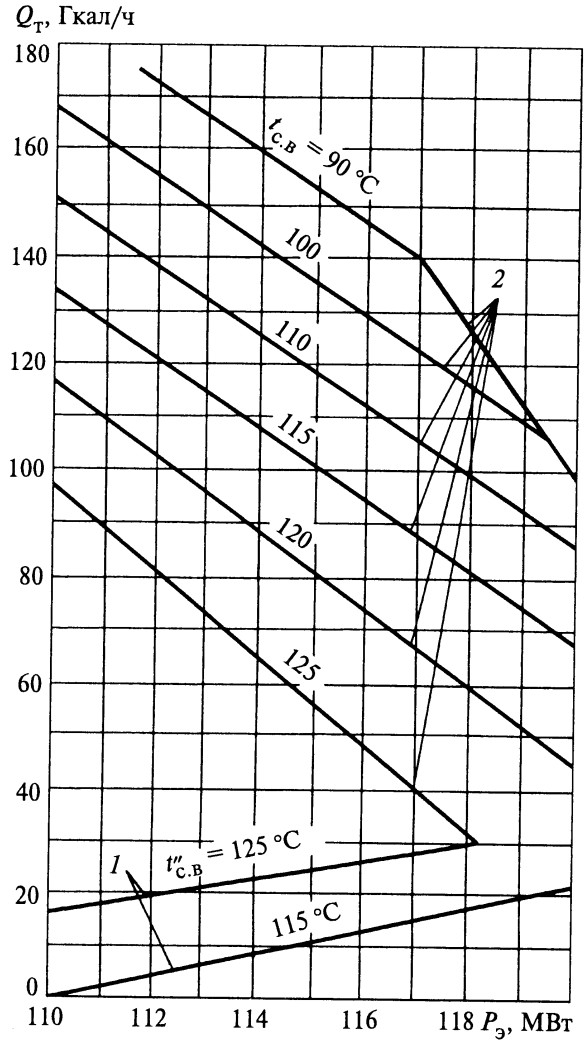


Рис. 11.34. Области допустимых режимов турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ при нагрузках, больше номинальной

в режиме максимального расхода при работе по тепловому графику. Это означает, что, например, для турбин Т-250/300-23,5 весь расход пара $G_т$, идущий на номинальном режиме в подогреватели, можно направить в ЧНД и получить дополнительную электрическую мощность 50 МВт.

При работе по электрическому графику определяющим фактором в экономичности, как отмечалось выше, является соотношение мощностей, вырабатываемых теплофикационным и конденсационным потоками пара. На рис 11.35 для турбины Т-100-12,8 для давления в верхнем теплофикационном отборе $p_т$ = 0,12 МПа показана зависимость удельного расхода тепла $q_э$ на выработку электроэнергии от относительных значений теплового отбора $\overline{Q}_т = Q_т/Q_{т.ном}$ и относительной электрической

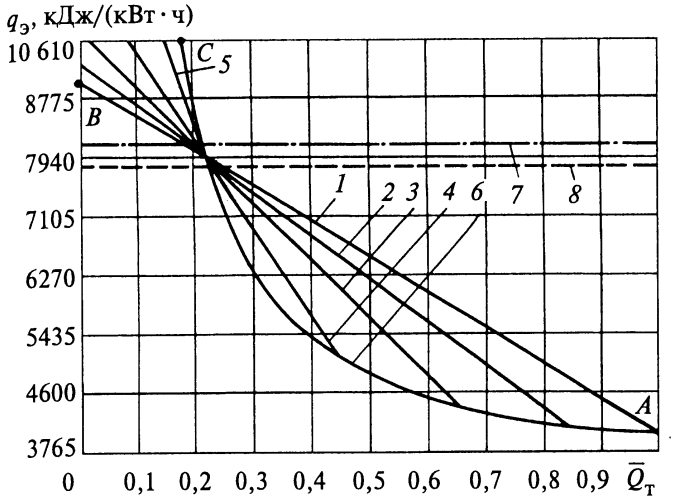


Рис. 11.35. Зависимость удельного расхода тепла на выработку электроэнергии для турбины Т-100-12,8 ТМЗ от относительных тепловой и электрической нагрузок

1 — $\bar{P}_э$ = 1; 2 — $\bar{P}_э$ = 0,8; 3 — $\bar{P}_э$ = 0,6; 4 — $\bar{P}_э$ = 0,4; 5 — $\bar{P}_э$ = 0,2; *6* — режим работы по тепловому графику; *7* — турбина К-210-90 ЛМЗ ($q_э$ = 8045 кДж/(кВт · ч)); *8* — турбина К-300-12,8 ЛМЗ [$q_э$ = 7710 кДж/(кВт · ч)]

мощности $\bar{P}_э = P_э/P_{э.ном}$, где $Q_{т.ном}$ и $P_{э.ном}$ — номинальные тепловая и электрическая нагрузка.

Точка *A* соответствует номинальному режиму работы ($\bar{P}_э = 1, \bar{Q}_т = 1$) и $q_э \approx 4015$ кДж/(кВт · ч). Линия *1* отражает изменение $q_э$ при сохранении мощности неизменной ($\bar{P}_э = 1$) и уменьшении расхода пара в теплофикационный отбор вплоть до нуля, т.е. достижения конденсационного режима при номинальной мощности (точка *B*). В этом случае $q_э$ возрастает до значения $q_э$ = 8985 кДж/кг, т.е. более чем вдвое по отношению к номинальному режиму с тепловой нагрузкой $\bar{Q}_т = 1$.

Линия *AC* соответствует режиму работы по тепловому графику. С уменьшением тепловой нагрузки удельный расход тепла на выработку электроэнергии увеличивается, сначала медленно, а затем все быстрее, главным образом вследствие роста потерь энергии с вентиляционным потоком пара в ЧНД и ростом относительных потерь в электрогенераторе и подшипниках.

При $\bar{Q}_т \approx 0{,}22$ линии *1* и *6* пересекаются и при $\bar{Q}_т < 0{,}22$ выгоднее переходить на режим с пропуском пара в конденсатор, чем работать по тепловому графику.

На этом же графике отмечены значения для удельных расходов тепла для ряда конденсационных турбоустановок. Видно, что практически всегда при $\bar{Q}_т > 0{,}3$ выработка электроэнергии теплофикационными турбоагрегатами более экономична, чем конденсационными. При этом, конечно, следует обязательно помнить, что это результат не бóльшего совершенства теплофикационных турбоагрегатов или турбоустановок, а способа расчета экономичности, при котором объективно возникающая экономия топлива при комбинированной выработке электроэнергии и тепла относится на производство электроэнергии.

11.8. ЯВЛЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ТУРБИНЕ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Любые нестационарные режимы всегда связаны со снижением надежности и экономичности энергетического оборудования. Задача эксплуатационного персонала состоит в том, чтобы вести эти режимы в строгом соответствии с инструкцией, составленной на основе расчетов и опыта эксплуатации аналогичного оборудования, допуская лишь минимальное снижение надежности и небольшой перерасход топлива.

При изменении режима работы турбоустановки давления и температуры в проточной части турбины изменяются. Последствия этого при очень медленном изменении режимов рассмотрены выше. Ниже рассматриваются явления, возникающие при относительно быстром изменении параметров в проточной части турбины.

Быстрое изменение расхода пара и, следовательно, давления в проточной части опасно для турбоустановок, имеющих большие аккумулирующие емкости пара (например, промежуточный пароперегреватель). В этом случае осевые усилия, приложенные к различным роторам (например, ЦВД и ЦСД), изменяются во времени по-разному, и это приводит к появлению значительной неуравновешенной осевой силы.

К еще большим последствиям приводит изменение температуры в проточной части.

Основным следствием изменения температуры является возникновение в деталях турбин и других элементах турбоустановки нестационарного распределения температур — нестационарных температурных полей. В свою очередь это приводит к двум явлениям.

Во-первых, детали турбины «в среднем» прогреваются по-разному. Это приводит к тому, что их тепловое расширение оказывается различным в различные моменты времени, и *поэтому возникает опасность задеваний вращающихся деталей о неподвижные, освобождения отдельных деталей на валу, затруднения свободного теплового расширения одних деталей относительно других.*

Во-вторых, в деталях вследствие неравномерного прогрева *возникают температурные напряжения, приводящие при их циклическом повторении к трещинам малоцикловой усталости.*

При нестационарных режимах наиболее важными являются следующие взаимные деформации деталей:

1) продольное расширение или сокращение ротора относительно статора;

2) тепловой изгиб ротора;

3) деформация корпуса вследствие несимметричного прогрева.

При быстром повышении температуры пара ротор турбины нагревается быстрее, чем корпус, поскольку его масса меньше, а поверхность и интенсивность теплообмена с паром значительно больше. Поэтому ротор расширяется быстрее статора, и это вызывает опасность осевых задеваний в проточной части. При подаче в турбину пара с температурой более низкой, чем температура ее деталей, происходит сокращение ротора относительно статора. Это явление еще более опасно, чем относительное расширение ротора, поскольку осевые зазоры между рабочим диском и предшествующей по ходу пара диафрагмой всегда меньше, чем между диском и стоящей за ним диафрагмой.

Тепловой изгиб ротора возникает при его неосесимметричном прогреве. Перед пуском конденсационной турбины в ней создается вакуум с помощью эжектора. Для этого на уплотнения турбины подается пар, а из внутренней полости турбины отсасывается паровоздушная смесь. Подвод уплотняющего пара к ротору осуществляется не по всей окружности в месте подвода, а по его части, и если подать пар на неподвижный ротор, он будет нагреваться по окружности неравномерно. Возникнет тепловой изгиб ротора. Поэтому в процессе всего пуска, пока в турбину не поступает пар от регулирующих клапанов, ротор турбины вращается валоповоротным устройством.

При частичной нагрузке турбины в камере регулирующей ступени температура пара, прошедшего через полностью и частично открытые клапаны, будет различной, температура за дугой подвода пара, питаемой от частично открытого клапана, будет большей из-за дросселирования пара в клапане.

Неравномерный нагрев корпуса турбины по окружности приводит к его изгибу вследствие того, что более нагретые образующие корпуса расширяются сильнее, чем менее нагретые.

Первые испытания турбины Т-100-12,8 ТМЗ показали, что при нагрузке примерно 30—45 МВт разность температур между верхом и низом корпуса ЦВД составляла 70—80 °С. При этом корпус изгибался осью вверх со стрелой прогиба 0,7—0,8 мм. Одной из причин такого прогиба оказалось сильное дросселирование пара в частично открытом клапане (с 3,3 до 0,3 МПа), вследствие чего разность температур составила 88 °С; другой причиной были неудовлетворительные условия для окружной циркуляции пара в камере регулирующей ступени. В результате принятых мер удалось уменьшить разность температур верха и низа корпуса до 10 °С.

Ориентировочные оценки показывают, что каждые 10 °С разности температур верха и низа создают прогиб корпуса вверх примерно на 0,13—0,15 мм. Поэтому каждый турбинный завод оговаривает ту предельную разность температур верха и низа корпуса, при которой разрешаются пуск и эксплуатация турбины. При больших разностях возникает опасность задеваний между ротором и гребешками уплотнений, расположенными в нижних частях диафрагм. Обычно допускаемая разность температур составляет 25—35 °С. Такой же выгиб корпуса турбины может произойти из-за неодинакового нагрева фланцев: при более нагретых верхних фланцах корпус изгибается стрелой вверх. Если левый фланец корпуса турбины нагрет сильнее, чем правый, то он прогнется стрелой наружу, а правый — внутрь по отношению к оси турбины.

На одной из турбин ПТ-60-12,8 ЛМЗ вследствие несимметричного обогрева нижний фланец нагревался сильнее верхнего на 30 °С, в результате чего

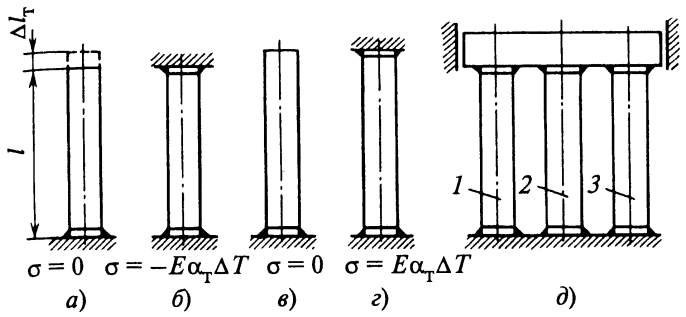


Рис. 11.36. Возникновение температурных напряжений в стержне, зажатом между жесткими плитами

радиальные зазоры в проточной части уменьшались на 0,6 мм. При отладке турбины Т-100-12,8 ТМЗ возникала разница температур фланцев в 60 °С.

При неравномерном прогреве отдельной детали и отсутствии свободы тепловых расширений в ней возникают температурные напряжения. Процесс их возникновения можно понять из рис. 11.36. Если некоторый стержень длиной l, имеющий температуру T_0, нагреть дополнительно на величину ΔT, то, он удлинится на величину $\Delta l_т = \alpha_т l \Delta T$ (рис. 11.36, *а*), но никаких напряжений в нем не возникнет. Если, однако, перед нагревом стержень закрепить между двумя жесткими плитами (рис. 11.36, *б*), то он не сможет расшириться, и в каждом его сечении возникнет деформация сжатия, которая равна

$$\varepsilon_т = \Delta l_т / l = -\alpha_т \Delta T,$$

и в соответствии с законом Гука появятся температурные напряжения сжатия

$$\sigma = -E\alpha_т \Delta T. \qquad (11.7)$$

Если тот же свободный стержень нагреть до температуры $T = T_0 + \Delta T$ (рис. 11.36, *в*), затем зажать между двумя жесткими плитами и после этого охладить до температуры $T = T_0$ (рис. 11.36, *г*), то он будет стремиться сократиться. Жесткие плиты не дадут ему сделать это, и стержень окажется растянутым на величину $\Delta l_т$. Поэтому возникнут напряжения растяжения

$$\sigma = E\alpha_т \Delta T.$$

На рис. 11.36, *д* показана конструкция из трех стержней, закрепленных на общем жестком основании и связанных единой жесткой плитой, которая может перемещаться только в вертикальном направлении. Если теперь стержень *1* нагреть на ΔT, то в нем возникнут напряжения сжатия, поскольку холодные стержни *2* и *3* не дадут ему свободно переместить вверх верхнюю плиту. В холодных стержнях также возникнут напряжения, но это уже будут напряжения растяжения, создаваемые расширяющимся стержнем *1*.

Аналогичные явления возникают и в деталях турбины: корпусе, роторе и т.д. Действительно, отдельные зоны детали стремятся расшириться в соответствии со своей температурой, однако поскольку все зоны детали связаны в единое целое, то это невозможно. Деталь в целом расширяется в соответствии со своей средней температурой. Поэтому в зонах детали, имеющих более высокую температуру, чем средняя, возникают сжимающие напряжения. Наоборот, в элементах, имеющих температуру более низкую, чем средняя, возникают напряжения растяжения.

Следует запомнить, что температурные напряжения в любой точке детали пропорциональны разности температуры в этой точке и средней температуры детали. Поэтому, если поверхность детали нагревается быстро, а сама деталь не успевает прогреваться (т.е. ее средняя температура остается низкой), возникают высокие температурные напряжения. Наоборот, если температура поверхности детали изменяется медленно и мало отличается от средней температуры, возникающие температурные напряжения будут небольшими.

Пример 11.20. Определить температурные напряжения в стержнях конструкции, приведенной на рис. 11.36, *д*, если температуры стержней соответственно равны: $T_1 = 550$ °С; $T_2 = 150$ °С; $T_3 = 150$ °С, а стержни выполнены из стали 20МФЛ.

Из табл. 3.3 находим: $E = 170\,000$ МПа, $\alpha_т = 13{,}6 \cdot 10^{-6}$ 1/К. Средняя температура стержней равна

$$T_{ср} = (550 + 150 + 150)/3 = 283{,}3 \text{ °С}.$$

Температурные напряжения в стержне *1* можно подсчитать по формуле (11.7):

$$\sigma_1 = -E\alpha_т (T_1 - T_{ср}) = -170\,000 \cdot 13{,}6 \cdot 10^{-6} \times$$

$$\times (550 - 183{,}3) = -616{,}6 \text{ МПа}.$$

Совершенно аналогично для стержней *2* и *3* получим: $\sigma_2 = \sigma_3 = 308{,}1$ МПа.

Из этого примера ясно, что возникающие *температурные напряжения зависят от характера распределения температуры в детали.* В большинстве

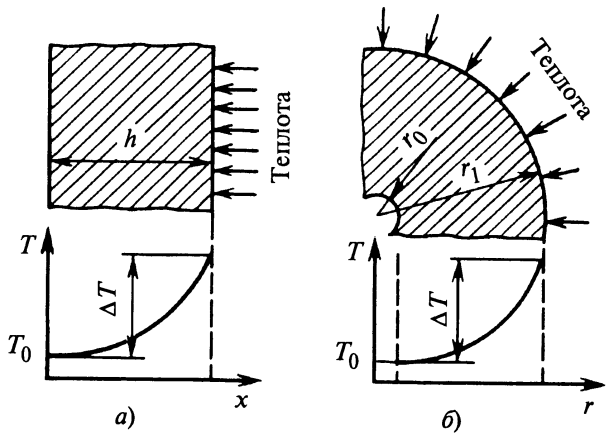


Рис. 11.37. Распределение температур в стенке корпуса (*а*) и в сечении ротора (*б*) турбины

случаев распределение температуры в детали имеет параболический характер. Например, температурные поля в обогреваемой стенке (рис. 11.37, *а*) описываются простым соотношением

$$T = T_0 + \Delta T(x/h)^q, \qquad (11.8)$$

где q — показатель параболы, а в сечении ротора (рис. 11.37, *б*) — соотношением

$$T = T_0 + \Delta T[(r - r_0)/(r_1 - r_0)]^q. \qquad (11.9)$$

В большинстве случаев q = 2—4. Наибольшие напряжения возникают на обогреваемой поверхности, где температура на ΔT больше, чем температура на необогреваемой поверхности. Можно получить, что на обогреваемой поверхности пластины действуют напряжения

$$\sigma = -\frac{q}{q+1}\frac{\alpha_т E}{1-\mu}\Delta T, \qquad (11.10)$$

а на внешней поверхности ротора (при малом значении r_0 по сравнению r_1)

$$\sigma = -\frac{q}{q+2}\frac{\alpha_т E}{1-\mu}\Delta T. \qquad (11.11)$$

В последних соотношениях μ — коэффициент поперечного сужения (коэффициент Пуассона) — характеристика материала, указывающая, какую долю продольного удлинения составляет поперечное сужение. Для сталей $\mu \approx 0{,}3$.

Пример 11.21. Определить напряжения во фланце корпуса турбины, изготовленного из стали 20МФЛ, если распределение температуры по толщине подчиняется закону кубической параболы (q = 3), а разность температур ΔT = 35 °С.

Используя значения E и $\alpha_т$ из предыдущего примера и полагая значение коэффициента Пуассона μ = 0,3, по формуле для плоской стенки получаем σ = – 86,7 МПа.

Многократное повторение высоких температурных напряжений при каждом пуске, остановке или резком изменении нагрузки приводит к появлению в деталях трещин малоцикловой усталости (см. гл. 17).

В некоторых случаях высокие температурные напряжения могут вызвать хрупкое разрушение детали (см. § 17.2).

Турбоустановка, кроме турбины, включает в себя и другие элементы, температура которых при нестационарных режимах быстро изменяется и в которых возникают высокие температурные напряжения. К ним относятся: корпуса регулирующих и стопорных клапанов, установленных вне турбины; корпуса задвижек на паропроводах; тройники; сами паропроводы. Если теплофикационная турбина входит в состав энергетического блока, то существенным температурным напряжениям подвергается барабан, если котел барабанный, или сепаратор, если котел прямоточный.

В результате довольно сложных расчетов и анализа температурных напряжений, проводимых научно-исследовательскими институтами, натурных экспериментов, экспериментов на моделях, а также с учетом опыта эксплуатации устанавливаются критерии безопасного пуска. В большинстве случаев это разности температур ΔT в характерных точках детали: по толщине стенки корпуса, по ширине фланца, между фланцем и шпилькой, между крышкой и корпусом стопорного клапана и т.д. В тех случаях, когда измерить и вывести на прибор такие разности затруднительно (например, между поверхностью ротора и его расточкой), задают предельно допустимые скорости изменения параметров пара, омывающего рассматриваемую деталь.

Общее правило, обеспечивающее безопасные температурные напряжения, состоит в том, что температура среды, омывающей деталь, не должна существенно отличаться от температуры поверхности детали. При этом предпочтительнее иметь температуру пара большей, чем температуру детали. Вызвано это тем, что при охлаждении детали в ней

возникают температурные напряжения растяжения, которые более опасны, чем напряжения сжатия.

При нестационарных режимах затраты топлива на производство электроэнергии всегда оказываются повышенными. Особенно велики потери теплоты при пусках энергоблоков. При подготовительных операциях к пуску производятся деаэрация питательной воды, набор вакуума в конденсаторе, промывка трубной системы котла, его растопка и доведение параметров за ним до необходимых, приведение ротора турбины во вращение, разгон турбины до номинальной частоты и включение турбогенератора в сеть. На всех этих этапах, суммарная длительность которых может достигать несколько часов, затрачивается большое количество топлива и электроэнергии для привода вспомогательных механизмов, а выработки полезной электроэнергии не происходит.

При нагружении турбины (этот период также может длиться несколько часов) турбина работает в нерасчетном режиме по пропуску пара, начальным параметрам и конечному давлению и потому имеет сниженную экономичность.

Разница в расходах топлива, затраченного на пуск и нагружение установки, и топлива, эквивалентного выработанной в сеть электроэнергии, называется пусковой потерей топлива. Пусковые потери тем выше, чем больше время предварительного простоя и выше начальные параметры энергоблока.

Для уменьшения пусковых потерь топлива пусковая схема турбоустановки выполняется так, чтобы по возможности использовать теплоту, вырабатываемую в котле, но не используемую в турбине, однако существенного уменьшения пусковых потерь топлива добиться таким способом невозможно.

Наиболее радикальным способом уменьшения пусковых потерь является ускорение пуска. Однако при чрезмерно быстрых пусках в турбине возникают явления, угрожающие ее надежной работе.

Контрольные вопросы

1. Какие основные требования предъявляются к эксплуатации ПТУ? Почему обеспечению надежности работы оборудования необходимо придавать первейшее значение?
2. Назовите основные показатели надежности паровых турбин, регламентированные ГОСТ, и их значения.
3. В чем состоит отличие конденсационных режимов от теплофикационных? В чем отличие работы по тепловому графику от работы по электрическому графику?
4. В чем состоит принципиальное отличие стационарных режимов от нестационарных?
5. Перечислите специфические стационарные режимы для теплофикационных турбин и назовите их главные особенности.
6. Перечислите основные нестационарные режимы турбоустановки.
7. Назовите узлы и детали турбины, на надежность которых следует обращать внимание в первую очередь при работе турбины с изменяющимся пропуском пара.
8. Расход пара на номинальном режиме через группу ступеней G = 125 кг/с. Давление перед ней p_{00} = = 9 МПа, за ней p_{20} = 3 МПа. Определите расход пара при уменьшении давления перед группой и за ней на 0,3 МПа при неизменных температурах в проточной части.
9. Как изменяются теплоперепады отдельных ступеней отсека при увеличении через него расхода пара ?
10. В чем особенности работы промежуточного отсека турбины с двухступенчатым нагревом сетевой воды?
11. Почему при отключении регенеративных подогревателей необходимо снижать нагрузку турбины?
12. Какой режим является самым опасным для рабочих лопаток последней ступени при работе теплофикационной турбины в конденсационном режиме?
13. Какой режим является самым опасным для рабочих лопаток регулирующей ступени?
14. Почему при регулировании нагрузки блочных турбин начальным скользящим давлением повышается надежность их работы?
15. Назовите экономические преимущества режима скользящего давления для энергоблоков с промперегревом.
16. Можно ли использовать режим скользящего давления для ТЭЦ с неблочной компоновкой турбоагрегатов?
17. Какими путями получают диаграммы режимов турбоагрегатов?
18. Для каких режимов получают диаграммы для теплофикационной турбины с двухступенчатым нагревом сетевой воды?
19. Какие параметры связывает между собой диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара?
20. Пользуясь диаграммой режимов на рис. 11.15, определите расход свежего пара, если при мощности 40 МВт отпускается в отбор 30 кг/с пара.

21. Назовите все отрицательные последствия повышения и понижения температуры пара перед турбиной.
22. Назовите все отрицательные последствия повышения и понижения температуры пара перед ЦСД, если турбина имеет промежуточный перегрев пара.
23. В чем отрицательные последствия повышения давления в конденсаторе турбины?
24. Для чего служат нормативные характеристики конденсатора?
25. Какие режимы наиболее опасны для предотборных ступеней теплофикационной турбины? Какие ограничительные меры обеспечивают безопасную работу?
26. В чем главная особенность работы ЦНД в малорасходных режимах? Какой основной параметр определяет работу ЦНД в малорасходном режиме?
27. Каковы основные опасности, которые возникают при разогреве проточной части и выходного патрубка ЧНД при работе в малорасходных режимах?
28. Какая главная конструктивная особенность турбины определяет разогрев ЦНД при работе в малорасходных режимах?
29. Какие главные режимные параметры определяют разогрев проточной части ЧНД в малорасходных режимах?
30. Как влияет давление отбора на разогрев проточной части при работе ЦНД в малорасходных режимах?
31. Назовите меры, с помощью которых можно обеспечить безопасную работу турбины с малыми расходами пара через ЦВД.
32. С какой целью используются охлаждающие устройства ЦНД?
33. Почему нельзя обеспечить работу теплофикационной турбины при любой мощности при работе по электрическому графику и наличии отборов пара для нагрева сетевой воды?
34. Какие основные явления, угрожающие длительной безопасной работе, возникают в турбине при нестационарных режимах?

Глава двенадцатая

ОБСЛУЖИВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ТУРБОУСТАНОВОК ПРИ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЕ

12.1. ЗАДАЧИ ОБСЛУЖИВАНИЯ

Эксплуатация теплофикационной паротурбинной установки в общем случае состоит из пуска, работы с электрической и тепловой нагрузкой (нормальной работы) и остановки. Наиболее простой является работа при постоянной нагрузке (номинальной или частичной). Поэтому изучение обслуживания турбины и ПТУ целесообразно начать именно с этого этапа, несмотря на то, что ему предшествует пуск. Многие операции, выполняемые при нормальной работе установки, выполняются почти без изменения и на других этапах эксплуатации.

Основной задачей персонала, обслуживающего турбоустановку, при нормальной работе является *обеспечение заданной электрической и тепловой мощности при полной гарантии надежной работы и максимально возможной экономичности.*

Нормальная эксплуатация турбины немыслима без тщательного ухода и регулярных проверок систем защиты и регулирования. Постоянное наблюдение за системой регулирования на современных электростанциях возлагается на вахтенный персонал и инженера, ответственного за работу системы регулирования.

Внимательный осмотр доступных узлов систем регулирования и защиты, сравнение текущих показаний приборов с предшествующими, пытливое отношение ко всем «непривычным» отклонениям на работающей турбине, выполнение всех операций и проверок, предусмотренных инструкциями по эксплуатации, позволяют надежно эксплуатировать систему регулирования и, следовательно, турбину.

12.2. ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

12.2.1. Текущее обслуживание системы регулирования

Обслуживание систем защиты и регулирования осуществляется на основе инструкций по эксплуатации, составленных с учетом требований заводов-изготовителей турбин, правил технической эксплуатации и методических указаний по проверке и испытаниям систем регулирования и защиты.

Системы регулирования теплофикационных турбин отличаются существенным конструктивным разнообразием, поэтому нет возможности рассмотреть все вопросы, связанные с их текущим обслуживанием. Ниже рассматриваются только положения, общие для обслуживания большинства турбин.

1. Особое внимание при осмотрах должно уделяться всем потенциальным источникам утечек масла для исключения возможности возникновения пожара.

2. Необходимо внимательно следить за положением гаек, стопорных деталей и другого крепежа на штоках, золотниках, органах парораспределения и т.д., поскольку эти детали работают в условиях вибрации, вызывающей их отвинчивание и нарушение работы. Необходимо следить за механическим состоянием всех доступных узлов: кулачковых механизмов, его вала, подшипников, пружин и т.д.

3. Особое внимание следует обращать на колебания регулирующих органов, которые могут вызвать обрыв приводных штоков вследствие усталости.

4. Необходимо следить за изменениями давлений и пульсациями в основных маслопроводах систем регулирования и защиты: в линии подачи масла на смазку, в импульсных линиях, линиях защиты и полостях сервомоторов. Изменение этих давлений в непредусмотренных пределах свидетельствует о каких-то ненормальностях в системе регулирования, маслоснабжения или парораспределения: о неплотности клапанов, уплотнений поршней и штоков сервомоторов, засорении регулировочных шайб и т.д. Пульсации золотников вызываются ненормальной работой импеллера, загрязнением маслопроводов, попаданием твердых частиц между золотниками и буксами, повышенным содержанием воздуха в масле и другими причинами.

12.2.2. Проверка плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов

В первую очередь внимание обслуживающего персонала должно быть уделено исключению возможности разгона турбины при отключениях электрического генератора от сети. Для этого прежде всего *должна быть обеспечена достаточная плотность стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом пара) и обратных клапанов на трубопроводах регулируемых и нерегулируемых отборов.*

Абсолютную плотность клапанов ЦВД и ЦСД в условиях длительной эксплуатации обеспечить невозможно из-за различных тепловых расширений клапана и седла, из-за эрозионного износа этих деталей и по другим причинам. Поэтому ПТЭ допускается небольшая неплотность клапанов: *при номинальном давлении перед стопорными или регулирующими клапанами пропуск пара не должен вызывать вращения турбины с частотой, превышающей половину номинальной.*

Проверка плотности клапанов выполняется при остановке турбины при номинальном давлении в конденсаторе, для того чтобы силы сопротивления вращению ротора были одинаковыми. После снятия нагрузки и отключения генератора от сети частота вращения ротора уменьшается. Для проверки плотности регулирующих клапанов их необходимо закрыть и открыть стопорные клапаны, подняв давление перед регулирующими клапанами до номинального. Из-за пропуска пара через их неплотности турбина выйдет на некоторую устойчивую частоту вращения, которую и следует сравнить с номинальной.

Аналогичным образом производится проверка плотности и стопорных клапанов, при этом регулирующие клапаны должны быть полностью открыты.

Для турбин с промежуточным перегревом пара осуществляются раздельные проверки каждой из групп клапанов: стопорных клапанов ЦВД, регулирующих клапанов ЦВД, стопорных клапанов ЦСД и регулирующих клапанов ЦСД. Для таких турбин возможна проверка и при пуске турбины на скользящих параметрах, когда давление перед турбиной меньше, чем номинальное.

Пример 12.1. На рис. 12.1 показана допустимая максимальная частота вращения для турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при раздельной проверке плотности стопорных и регулирующих клапанов высокого давления. Видно, что при полном закрытии стопорных и полном открытии регулирующих клапанов и, наоборот при изменении начального давления от 8 до 24 МПа допустимая частота вращения ротора изменяется от 430 до 1300 об/мин. При этой проверке давление в конденсаторе не должно превосходить 8 кПа.

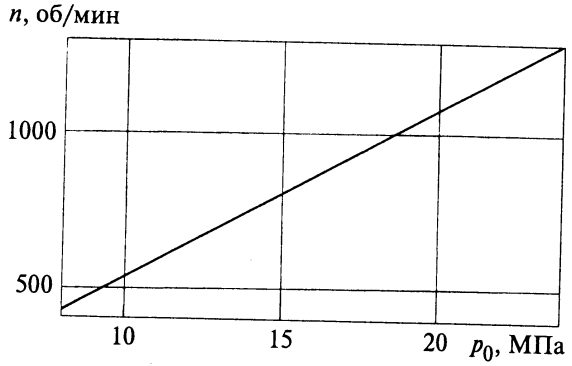


Рис. 12.1. Зависимость допустимой максимальной частоты вращения ротора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ от начального давления пара при раздельной проверке стопорных или регулирующих клапанов

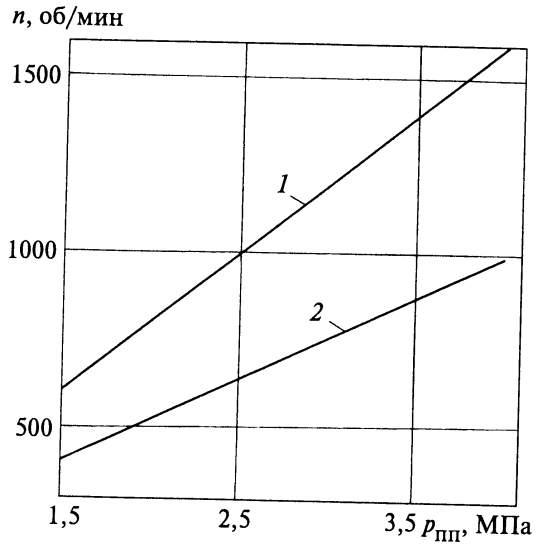


Рис. 12.2. Зависимость допустимой максимальной частоты вращения ротора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ от давления перед закрытыми клапанами

1 — закрыты регулирующие клапаны ЦСД; *2* — закрыты стопорные клапаны ЦСД

Аналогичные графики приведены на рис. 12.2 для проверки плотности регулирующих и стопорных клапанов ЦСД.

Необходимо подчеркнуть, что хотя стопорные и регулирующие клапаны могут не быть абсолютно плотными, *их совместное закрытие должно обеспечить такую плотность, чтобы ротор турбины не вращался.*

Правила технической эксплуатации предусматривают проверку плотности регулирующих и сто-

порных клапанов не реже 1 раза в год. Кроме того, проверка обязательно проводится при пуске после монтажа, перед капитальным ремонтом турбины (для определения объема необходимых ремонтных работ по клапанам) и после ремонта (для определения качества ремонта), перед испытанием автомата безопасности путем повышения частоты вращения.

Появление значительной неплотности регулирующих и стопорных клапанов в период между проверками может быть установлено при анализе кривой выбега ротора турбины (см. § 14.3) после отключения генератора от сети и прекращения подачи пара в турбину. Удлинение времени выбега часто свидетельствует о неплотности клапанов. *При появлении любых признаков снижения плотности клапанов необходимо провести их внеочередную проверку.*

Кроме плотности регулирующих и стопорных клапанов, должна быть обеспечена плотность обратных клапанов, установленных на трубопроводах отборов.

Проверку плотности обратных клапанов, установленных на паропроводах регулируемых отборов теплофикационных турбин, работающих параллельно с другими турбинами на коллектор отбора, проводят путем плавного изменения давления перед закрытым клапаном, медленно открывая задвижку, установленную на паропроводе отбора вслед за обратным клапаном. Обычно при проверке плотности обратного клапана турбину разгоняют до частоты вращения примерно 33—35 1/с и затем при закрытом обратном клапане путем открытия задвижки повышают давление перед обратным клапаном до 0,2—0,3 МПа. Неизменность частоты вращения свидетельствует о плотности обратного клапана. Аналогичным образом может проверяться плотность и других обратных клапанов, если к ним можно подвести пар от какого-либо постороннего источника.

Кроме обратного клапана и задвижки, на паропроводе регулируемого отбора устанавливают предохранительные клапаны, препятствующие чрезмерному повышению давления в камере отбора. *Плотность обратных клапанов и срабатывание предохранительных клапанов должны проверяться не реже 1 раза в год.* Такую же проверку необходимо проводить перед каждым испытанием турбины на сброс нагрузки (см. п. 12.2.5).

12.2.3. Расхаживание клапанов

Плотность стопорных, регулирующих и обратных клапанов является совершенно необходимой, но недостаточной для предотвращения разгона турбины при сбросе нагрузки, если с помощью регулирования нельзя перевести турбину в режим холостого хода. В этом случае необходимо мгновенное закрытие исполнительных органов системы защиты. Вместе с тем, в условиях нормальной эксплуатации эти органы работают в «стерегущем» режиме. Поэтому из-за отложений солей на штоках клапанов, температурных деформаций отдельных деталей клапана и по другим причинам в момент срабатывания при аварийном режиме может произойти заедание штока и задержка в закрытии клапана. Еще хуже, если клапан закроется не полностью или совсем не закроется.

Чтобы быть уверенным в постоянной работоспособности стопорных, регулирующих и обратных клапанов, их систематически расхаживают — подвергают принудительному перемещению на определенное расстояние, убеждаясь в плавности и легкости их смещения. Расхаживание производят при частичной или полной нагрузке в зависимости от конструкции паровпускных органов.

Для расхаживания современные турбины оборудуют специальными расхаживающими устройствами.

На рис. 12.3 показана принципиальная схема включения расхаживающих устройств для блока комбинированных стопорно-регулирующих клапанов со штоками, расположенными друг в друге. При открытии дросселя расхаживающего устройства *2* жидкость под давлением поступает в полость над главным золотником *1*. Золотник смещается вниз, соединяя полость под поршнем сервомотора регулирующего клапана *3* со сливом; в результате происходит закрытие регулирующего клапана *7*. Золотник *1* имеет два дополнительных дросселя. Поэтому при своем движении вниз он с помощью первого дросселя сначала отсекает линию зашиты *B* (чтобы не закрыть другие стопорные клапаны), а затем вторым дросселем соединяет верхнюю полость золотника *8* сервомотора со сливом. В результате полость под поршнем сервомотора *5* стопорного клапана соединяется со сливом и происходит его закрытие.

Таким образом, в результате воздействия на расхаживающее устройство *2* происходит последовательное закрытие регулирующего, а затем и стопорного клапана. При вращении расхаживающего устройства в обратную сторону будут последовательно открываться сначала стопорный, а затем регулирующий клапаны.

Устройства описанного типа позволяют расхаживать клапаны на полный ход. *Правила техниче-*

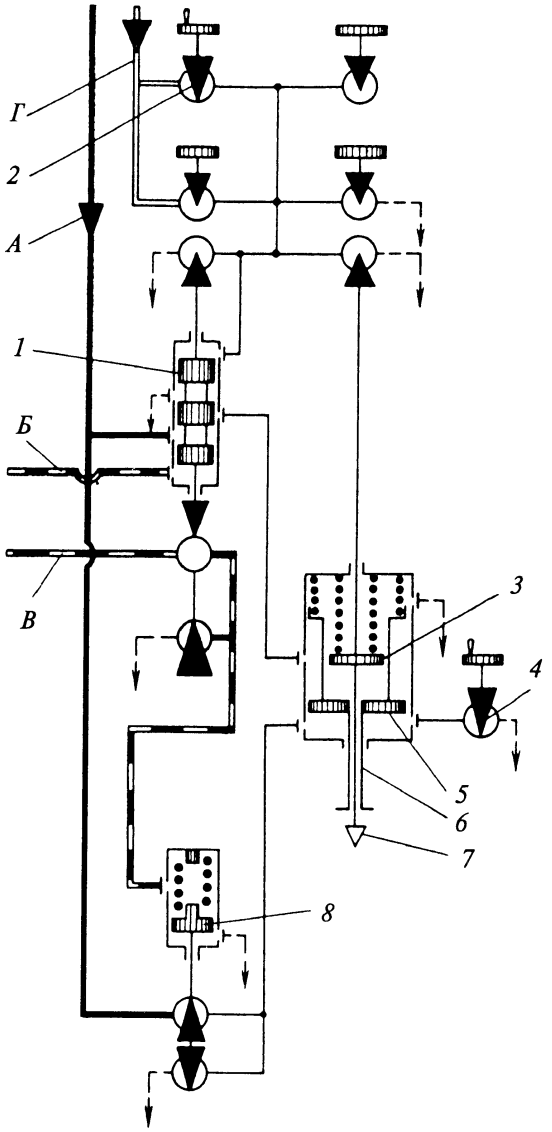


Рис. 12.3. Схема включения расхаживающих устройств
1 — золотник главного сервомотора; *2* — расхаживающее устройство (на полный ход) блока клапанов; *3* — главный сервомотор; *4* — расхаживающее устройство (на частичный ход); *5, 6* — сервомотор и шток стопорного клапана; *7* — регулирующий клапан; *8* — золотник сервомотора стопорного клапана; *А* — линия силовой жидкости; *Б* — импульсная линия регулирования; *В* — линия защиты; *Г* — линия постоянного давления 1,2 МПа

ской эксплуатации предусматривают полное расхаживание регулирующих и стопорных клапанов перед пуском турбины.

Для повышения надежности работы клапанов их обязательно подвергают *ежесуточному частичному расхаживанию в определенных небольших пределах*, зафиксированных в инструкциях по эксплуатации.

На схеме, представленной на рис. 12.3, частичное расхаживание штока стопорного клапана позволяет осуществить расхаживающее устройство *4*. При открытии его дросселя падает давление под поршнем *5* сервомотора и он опускается вниз; при этом он перекрывает отверстия для выхода масла в своей рубашке, подобранные так, чтобы смещение сервомотора было лишь частичным. В результате движение поршня прекращается. При закрытии дросселя стопорный клапан возвращается в прежнее открытое положение.

Необходимо подчеркнуть, что несоблюдение правил эксплуатации по расхаживанию клапанов на практике приводило к серьезным заеданиям в клапанах. Часто несоблюдение требований регуляторных расхаживаний мотивируют постоянной пульсацией клапанов. Однако при некоторых конструкциях клапанов при нарушениях связей между его деталями вибрирует только шток, а чашка клапана может оставаться неподвижной, свариваясь с прилегающими деталями. Поэтому расхаживания должны производиться в строгом соответствии с инструкцией по эксплуатации, с требуемой регулярностью и в пределах требуемого хода клапанов.

12.2.4. Проверка работы системы защиты

Стопорные, регулирующие и обратные клапаны являются исполнительными органами защиты, для успешной работы которой необходимо, чтобы и все другие элементы работали нормально. К ним в первую очередь относится автомат безопасности, срабатывающий при повышении частоты вращения на 10—12 % сверх номинальной. Для уверенности в нормальной работе автомата безопасности и всей цепочки от него до стопорных и регулирующих клапанов в систему регулирования вводят специальные устройства, позволяющие расхаживать бойки (или кольца) автомата безопасности и проверять всю систему в целом.

На рис. 12.4 показана схема защиты от разгона с такими устройствами, типичная для турбин ЛМЗ. Для расхаживания бойков без превышения частоты вращения сверх номинальной в сверления под бойки подается масло специальным золотником. На боек, погруженный в масло, начинает действовать выталкивающая сила (в соответствии с законом Архимеда), которая, складываясь с центробежной силой бойка, преодолевает усилие пружины и выталкивает боек при номинальной частоте вращения.

Перед расхаживанием какого-либо из бойков с помощью устройства для смещения рычагов (см. рис. 12.4) рычаги автомата безопасности смещаются так, чтобы проверяемый боек не ударил по рыча-

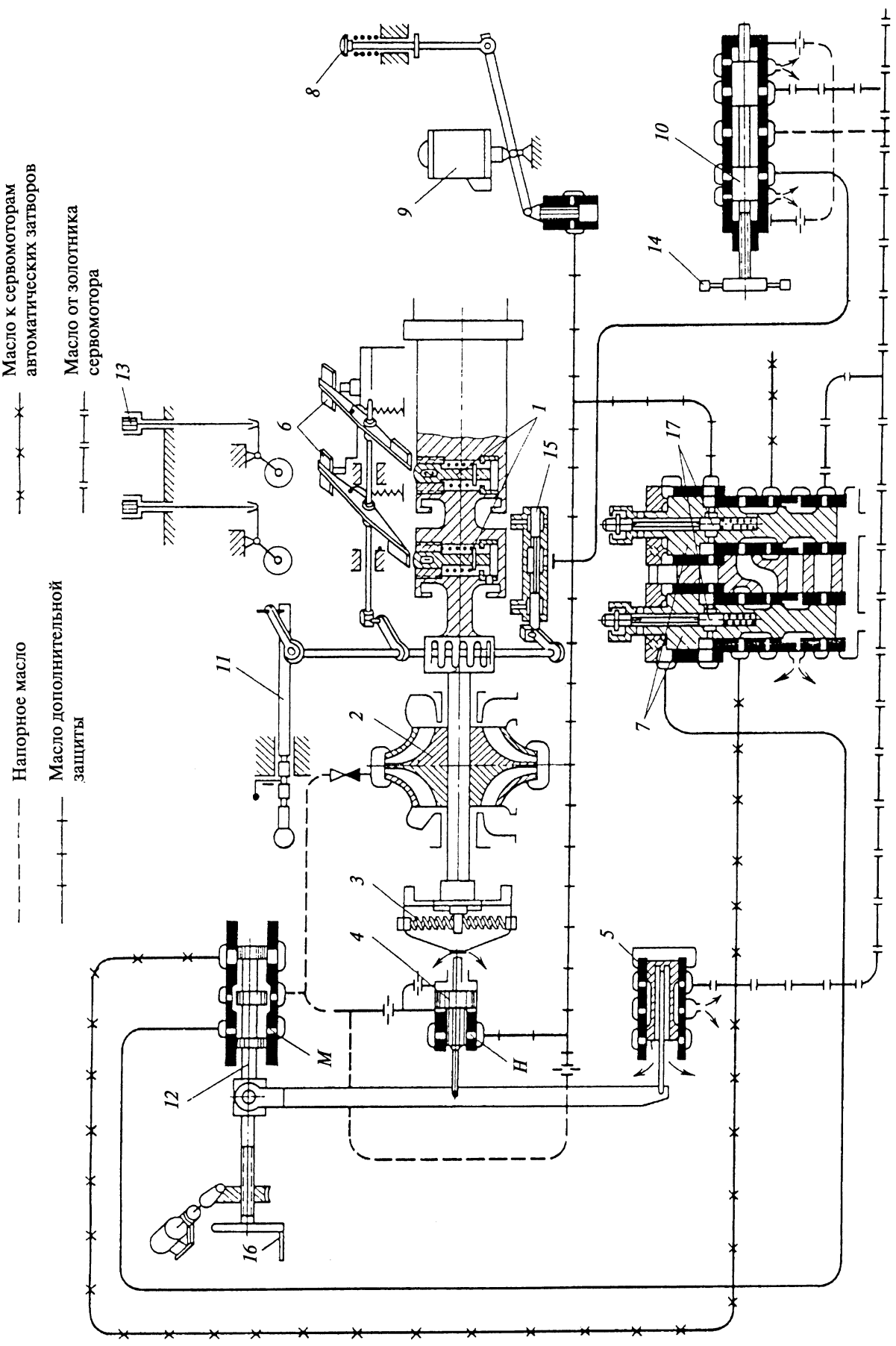


Рис. 12.4. Схема для испытания систем защиты турбин ЛМЗ от разгона

1 — автомат безопасности; *2* — главный масляный насос; *3* — регулятор частоты вращения; *4* — дифференциальный поршень следящего сервомотора; *5* — проточный золотник регулятора частоты вращения; *6* — рычаги автомата безопасности; *7* — золотники автомата безопасности; *8* — кнопка ручного выключения; *9* — электромагнитный выключатель; *10* — золотник опробования автомата безопасности; *11* — устройство для смещения рычагов; *12* — золотник управления; *13* — указатели срабатывания бойков; *14* — маховик управления проверкой автомата безопасности; *15* — золотник подвода масла к бойкам; *16* — маховик управления; *17* — предвключенный золотник

гам при вылете и не вызвал посадки стопорного клапана (для турбин с одним стопорным клапаном). Одновременно со смещением рычагов автомата безопасности золотник подвода масла к бойкам сдвигается так, что масло подводится только к проверяемому бойку и вызывает его вылетание. Это фиксируется соответствующим указателем срабатывания бойков.

Для возврата бойка в исходное положение достаточно вернуть золотник опробования автомата безопасности в исходное положение, поскольку масло постепенно вытечет из расточки бойка.

Все современные турбины имеют устройства для проверки работы не только бойков, но и всей цепочки защиты от бойков до стопорных и регулирующих клапанов при номинальной частоте вращения на холостом ходу или под нагрузкой.

Самой надежной проверкой системы защиты является разгон турбины до частоты срабатывания автомата безопасности. Такая проверка, связанная с увеличением напряженности деталей в 1,2—1,5 раза, представляет определенную опасность для турбины и поэтому должна производиться с регулярностью, предусмотренной заводом-изготовителем. Плановые проверки осуществляют 1 раз в 4 мес. Кроме того, ПТЭ предусматривают эту проверку после монтажа турбины, капитального ремонта, перед испытанием системы регулирования на сброс нагрузки с отключением генератора от сети, после разборки автомата безопасности или элементов системы регулирования и после простоя турбины более 30 сут.

Для возможности плавного разгона турбины систему защиты снабжают специальным золотником, позволяющим плавно изменять давление в импульсных линиях и тем самым управлять перемещением регулирующих клапанов.

Пример 12.2. На схеме, показанной на рис. 12.4, в результате перемещения золотника опробования автомата безопасности вправо можно подавать масло под давлением в импульсную линию, что эквивалентно понижению частоты сети и требованию ее повышения. При этом регулирующие клапаны будут открываться и частота вращения будет увеличиваться.

При срабатывании системы защиты и закрытии стопорных и регулирующих клапанов обязательно проверяется закрытие обратных клапанов на линиях отборов.

12.2.5. Испытания системы регулирования

Для проверки состояния системы регулирования ПТЭ требует ежегодно снимать статическую характеристику. Непосредственно получить ее в виде зависимости между $P_э$ и n (см. рис. 4.18) на турбине, работающей параллельно с другими турбоагрегатами на общую электрическую сеть, невозможно, так как частота сети изменяется очень мало (менее чем на 0,2 Гц). Поэтому ее получают косвенным путем: построением на основе опытных характеристик отдельных элементов системы регулирования. К таким характеристикам относятся, например, зависимости мощности турбины от главного смещения сервомотора, смещения сервомотора от смещения датчика частоты вращения (например, золотника регулятора частоты вращения), смещения датчика частоты вращения и др. Анализ полученных характеристик и статической характеристики системы регулирования позволяет установить основные параметры системы (степень неравномерности и степень нечувствительности) и дефектные звенья, вызвавшие ухудшение статической характеристики за время эксплуатации.

Снятие статической характеристики обязательно проводится после монтажа, после капитального ремонта (для определения качества проведенных работ и настройки системы) и после ремонта основных узлов системы регулирования или парораспределения.

После монтажа и реконструкции системы регулирования, а также при выявлении существенных изменений статической и динамических характеристик системы регулирования турбина испытывается на сброс полной нагрузки с отключением электрического генератора от сети. Во время испытаний путем осциллографирования фиксируют частоту вращения ротора, смещение основных элементов системы регулирования (золотников, сервомоторов, клапанов) и давлений в характерных точках системы. Анализ осциллограмм позволяет выявить недостатки отдельных звеньев и узлов системы и наметить пути их исправления.

Пример 12.3. На рис. 12.5 показана осциллограмма сброса полной нагрузки турбины с промперегревом. Видно, что через 0,03 с после отключения генератора от сети в работу вступает золотник регулятора частоты вращения, а через 0,1 с — промежуточный золотник. Одновременно с этим в работу вступает дифференциатор, который возвращается к своему прежнему положению через

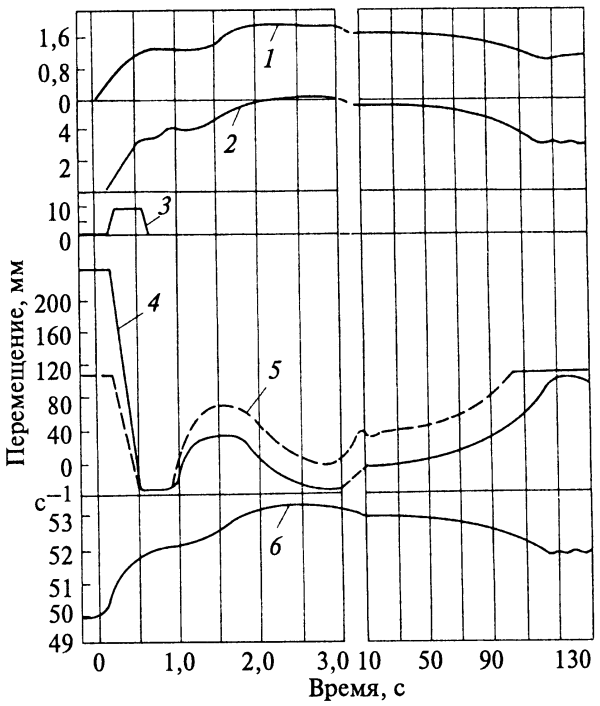


Рис. 12.5. Осциллограмма сброса полной нагрузки турбины
1 — перемещение золотника регулятора частоты вращения; *2* — перемещение промежуточного золотника; *3* — перемещение золотника дифференциатора; *4, 5* — перемещение поршней сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД; *6* — частота вращения

0,7 с после сброса нагрузки. Запаздывание начала закрытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД составляет 0,2 с, и к этому времени частота вращения турбоагрегата возрастает до 51 1/с, т.е. на 2 %. Через 0,5 с клапаны ЦСД закрываются полностью, а ЦВД — почти полностью, и в этот момент частота вращения достигает 52 1/с, т.е. возрастает на 4 %. Спустя 1 с после сброса нагрузки регулирующие клапаны идут на открытие, затем — опять на закрытие, выходя примерно через 2 мин на новое стационарное состояние. Максимальный заброс частоты вращения равен 53,4 1/с, т.е. составляет 6,8 %. После выхода турбины на холостой ход частота вращения турбины в соответствии со статической характеристикой равна 51,8 1 /с.

При сбросе нагрузки автомат безопасности не должен срабатывать, т.е. заброс частоты вращения должен быть меньше, чем уровень настройки автомата безопасности. *Если при испытании на сброс нагрузки происходит срабатывание автомата безопасности и стопорные клапаны прекращают доступ пара в турбину вместо ее перевода на холостой ход, то требуется настройка системы регулирования и защиты.*

12.3. ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ И СМАЗКИ

О важности четкой работы систем маслоснабжения и смазки говорилось в § 3.10 и 4.1. Ее надежность обеспечивается тщательным уходом за всем оборудованием и внимательным наблюдением за параметрами, характеризующими работу. В инструкциях по эксплуатации обязательно указывается давление в системе регулирования, смазки и на всасывающей стороне масляных насосов.

Для нормальной работы турбины должен правильно функционировать масляный бак, обеспечивая длительную сохранность масла, отделение воздуха, шлама и твердых частиц от поступающего в бак масла (см. § 4.1). Уровень масла в баке должен соответствовать требованиям инструкции по эксплуатации и проверяться с предусмотренной регулярностью (обычно 1 раз в смену). Одновременно необходимо следить за исправностью сигнализации о минимально допустимом уровне и разностью уровней в грязном и чистом отсеках масляного бака.

При значительном загрязнении сеток фильтров уменьшается давление масла в системе и увеличивается нагрев масла в подшипниках. Иногда это приводит к более серьезным последствиям. Обычно сетки фильтров извлекаются поочередно 1 раз в неделю и продуваются сухим воздухом. Однако в период после монтажа или капитального ремонта, при которых в масляную систему могут быть внесены загрязнения, чистка сеток должна быть более частой, а контроль за работой масляного бака — более внимательным.

Для уверенной работы системы маслоснабжения должны подвергаться регулярной проверке резервные и аварийные масляные насосы и устройства их автоматического включения с частотой 2 раза в месяц. Кроме того, их проверяют перед каждым пуском и остановкой турбины.

Реле давления подсоединяется к напорному маслопроводу, на котором установлен вентиль, позволяющий изменять давление масла, поступающего к реле давления, без изменения давления в системе смазки. Таким образом можно проверять включение резервных и аварийных насосов на работающей турбине.

Качество работы маслоохладителей проверяется по разности давлений на входе и выходе по маслу и охлаждающей воде и по нагреву охлаждающей воды и охлаждению масла. Если при неизменном рас-

ходе охлаждающей воды перепад давлений по маслу и температура масла на выходе из маслоохладителя растут, то это говорит о засорении маслоохладителя и необходимости его чистки. В этом случае обычно подключают резервный маслоохладитель, а загрязненный направляют в чистку. Эту операцию необходимо выполнять очень внимательно, помня, что неправильные действия могут повлечь за собой отключение турбины или аварию подшипников.

В каждой инструкции оговариваются минимальные допустимые значения уровня масла в баке, максимально допустимые температуры на выходе из маслоохладителя (обычно 40—45 °С) и из подшипников (обычно 60—65 °С). При выходе значений одного из этих параметров за предельные, а тем более при одновременном нарушении нескольких предельных значений положение на турбине рассматривается как аварийное, и машинист турбины должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией.

Химическая лаборатория электростанции должна регулярно проводить анализ эксплуатируемого масла, чтобы вовремя производить его регенерацию и замену.

12.4. НАБЛЮДЕНИЕ ЗА РАБОТАЮЩЕЙ ТУРБИНОЙ

В первую очередь наблюдению подлежат параметры, выход которых за допустимые пределы угрожает надежной работе турбины.

К таким параметрам прежде всего относятся относительное удлинение ротора и его осевой сдвиг. При выходе этих параметров за допустимые пределы могут возникнуть задевания ротора о неподвижные детали с тяжелой аварией.

При монтаже и ремонтах турбины ротор в корпусе устанавливают так, чтобы в рабочих условиях, когда эти детали прогреются, между ними были достаточно малые, но исключающие задевания зазоры. Размеры необходимых зазоров сначала рассчитывают при проектировании турбины, а потом уточняют при наладке головного образца турбины. Каждую турбину оборудуют измерителями относительного расширения ротора, и после наладки в инструкцию по эксплуатации заносят значения допустимых относительных удлинений каждого из роторов валопровода по отношению к своему корпусу. В табл. 12.1 приведены эти данные для некоторых турбин ТМЗ.

Значение и направление осевого сдвига ротора позволяет контролировать состояние колодок упор-

Таблица 12.1

Предельные значения некоторых параметров

Наименование	Марка турбины				
	Т-250-23,5	Т-175-12,8	Т-100-12,8	Т-135-12,8	Р-100-12,8
Эффективная виброскорость корпусов подшипников, мм/с (размах вибросмещения,* мкм)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)
Осевой сдвиг, мм	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2
Относительное удлинение (+), сокращение (–) ротора:					
РВД	+4,5 ... –1,8	+3,5 ... –1,5	+3,0 ... –1,2	+4,0 ... –1,5	+3,5 ... –1,5
РСД (РСД-1)	+3,5 ... –2,5	+3,5 ... –2,5	+3,0 ... –1,2	—	—
РСД-2	+4,0 ... –4,5	—	—	—	—
РНД	+6,0 ... –5,5	+6,0 ... –5,5	+4,0 ... –4,0	+4,0 ... –4,0	—
Разность температур фланцев и средней температуры верха и низа ЦВД, °С	±15	±15	±15	±15	±15
Разность температур верха и низа ЦВД в зоне паровпуска, °С	50	40	45	40	40
Разность температур фланцев и шпилек ЦВД, °С	±20	±20	±20	±20	±20
Разность температур по ширине фланца корпуса стопорного клапана, °С	50	80	80	80	80
Давление в камере регулирующей ступени, МПа	18,7	9,8	8,8	9,8	9,8

* При синусоидальной вибрации.

ного подшипника, на которых работает валопровод. Поэтому на каждой турбине предусматривается измерение смещения гребня упорного подшипника.

Особенно внимательно за осевым удлинением ротора необходимо следить при всевозможных изменениях режима, когда изменяются температуры в проточной части, при пусках и остановках. Поэтому после каждого изменения режима следует внимательно прослушивать турбину стетоскопом для обнаружения возможных задеваний.

Внимательное наблюдение за вибрацией, которая не должна выходить за допустимые пределы, позволяет своевременно обнаружить задевания (см. § 19.5).

Параметры пара перед турбиной, после промежуточного перегрева и внутри турбины должны поддерживаться в требуемых пределах, а в случае отклонений обслуживающий персонал должен действовать в соответствии с инструкцией по эксплуатации и противоаварийной инструкцией. Влияние начальных параметров пара и параметров промежуточного перегрева на надежность и экономичность подробно рассмотрено в гл. 11. Поддержание давлений в контрольных точках турбины позволяет избежать перегрузки сегментов упорного подшипника при отложениях в проточной части или закатке проточной части отдельных ступеней. В эксплуатационной инструкции обязательно указываются давления при нормальной работе и их предельные повышения в камере регулирующей ступени и камерах отборов при различных нагрузках турбины. Постепенное увеличение давления в проточной части говорит о необходимости промывки турбины для удаления отложений или о других неполадках в проточной части.

Экономичная работа турбины по электрическому графику возможна только при хорошей работе конденсационной установки (см. § 11.6). В нормативных характеристиках конденсатора оговариваются нормативный вакуум, нормативный нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, температурный напор и переохлаждение конденсата для широкого диапазона работы.

Ухудшение работы конденсационной установки связано чаще всего с загрязнением трубок, дефицитом охлаждающей воды, неплотностью вакуумной системы турбоустановки, части турбины, работающей под разрежением, конденсатора и ПНД.

Особенно внимательно необходимо следить за работой уплотнений.

На рис. 12.6 показана полная схема трубопроводов уплотнений мощной трехцилиндровой турбины с восемью отборами. Камеры *1* всех уплотнений

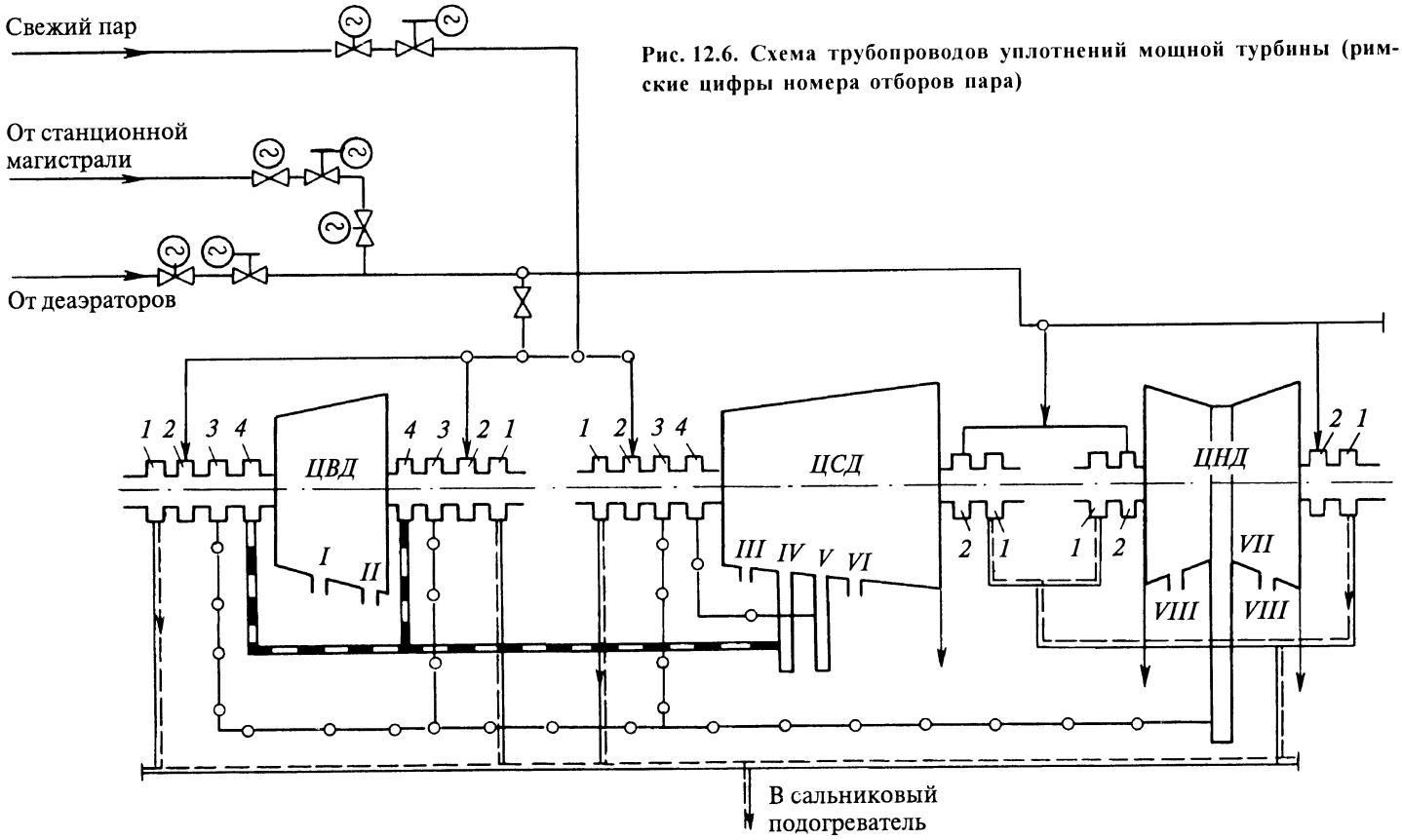


Рис. 12.6. Схема трубопроводов уплотнений мощной турбины (римские цифры номера отборов пара)

связаны с паровым пространством вакуумного сальникового подогревателя, в который отсасывается смесь подсасываемого из машинного зала атмосферного воздуха и уплотняющего пара, подаваемого в камеру *2* под небольшим избыточным давлением. Этих мер достаточно для отсечки внутренних полостей ЦНД, в которых во время работы поддерживается вакуум, от атмосферы, а также для предотвращения утечки пара из ЦВД и со стороны высокого давления ЦСД к уплотнениям подшипников, грозящей обводнением масла. Камеры *3* связаны с трубопроводом отбора, в котором также вакуум. Отсосы *4* заведены в другой отбор.

При нормальной работе турбины пар на уплотнение подается из парового пространства деаэратора; его давление поддерживается регулятором. В ЦВД и ЦСД уплотняющий пар проходит из камеры *2* в камеру *1*, куда поступает и некоторое количество атмосферного воздуха. В ЦНД уплотняющий пар проходит как в камеру *1*, так и внутрь цилиндра. Из камеры *1* паровоздушная смесь направляется в сальниковый подогреватель, в котором пар конденсируется, отдавая тепло конденсации питательной воде, а воздух удаляется в атмосферу.

При неправильной работе уплотнений, когда в уплотнительные камеры *2* подается пар слишком большого давления, происходит выброс избыточного пара из камер *1*, который частично может проникать в корпуса подшипников, вызывая обводнение масла и его порчу. Наоборот, при недостаточном давлении уплотнительного пара атмосферный воздух имеет возможность проникать в ЦНД, приводя к ухудшению вакуума в конденсаторе.

Важное значение для экономичной и надежной работы турбоустановки имеет наблюдение за системой регенеративного подогрева питательной воды.

Недостаточный подогрев питательной воды приводит к перерасходу топлива. Температура питательной воды $t_{п.в}$, поступающей в котел, зависит от расхода пара через ЦВД, определяющего давление в *I* отборе.

Пример 12.4. На рис. 12.7 показана зависимость «нормативной» температуры питательной воды от расхода свежего пара для турбины Т-100-12,8 ТМЗ. Отклонения от этой температуры, которая зависит от режима работы турбины, приводят к перерасходу топлива. При работе в конденсационном режиме он зависит только от мощности турбины (рис. 12.8). Если, например, турбина несет нагрузку 95 МВт и $t_{п.в}$ на 5 °С меньше нормативного значения, то перерасход топлива в соответствии с рис. 12.8 составит 0,3 %.

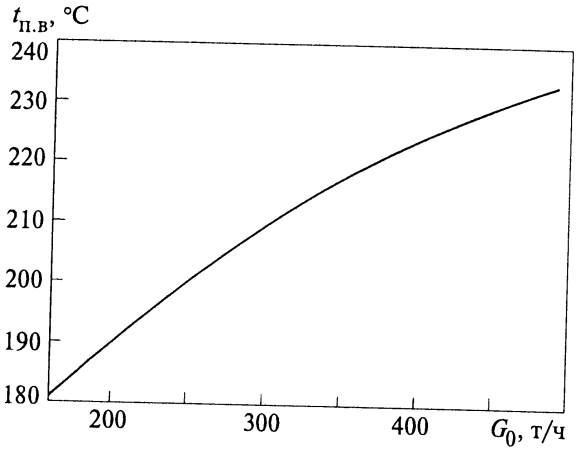


Рис. 12.7. Зависимость температуры питательной воды от расхода свежего пара для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ

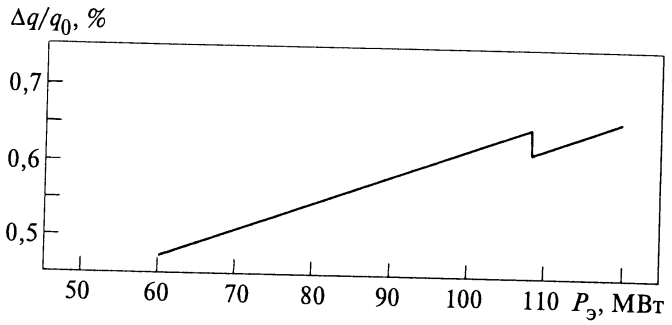


Рис. 12.8. Зависимость относительного перерасхода тепла на турбоустановку от мощности при недогреве температуры питательной воды на 10 °С для турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ при работе в конденсационном режиме

Если турбина работает по электрическому графику с теплофикационными отборами, то увеличение удельного расхода тепла зависит от расхода свежего пара и давления в теплофикационном отборе (рис. 12.9). Чем выше давление регулируемого отбора и меньше расход пара в ЦВД тем чувствительнее экономичность к температуре питательной воды.

Если турбина работает по тепловому графику, то с ростом тепловой нагрузки влияние снижения температуры питательной воды уменьшается (рис. 12.10). Это связано с увеличением выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Работа турбоустановки без включенных ПВД допускается только в крайних случаях и только при снижении нагрузки. Работа без включенных ПНД для многих турбоустановок вообще недопустима из-за плохой работы деаэратора при поступлении в него недостаточно нагретого конденсата.

Непрерывно должен контролироваться уровень конденсата греющего пара в паровом пространстве

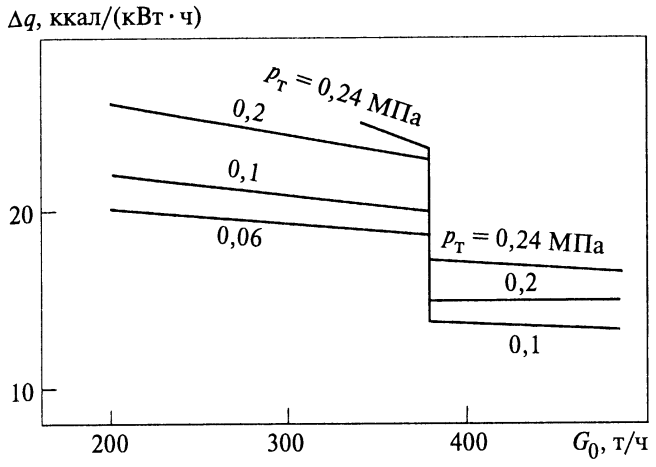


Рис. 12.9. Зависимость перерасхода тепла на турбоустановку от мощности при недогреве температуры питательной воды на 10 °С для турбины Т-110/120-12,7 ТМЗ при работе по электрическому графику

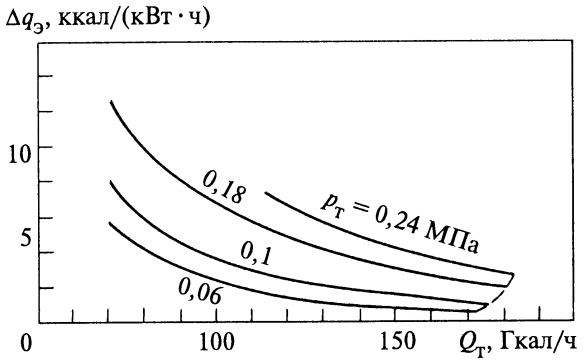


Рис. 12.10. Зависимость перерасхода тепла на турбоустановку от мощности при недогреве температуры питательной воды на 10 °С для турбины Т-110/120-12,7 ТМЗ при работе по тепловому графику

подогревателей для исключения возможности их переполнения и заброса воды в турбину. Не реже 1 раза в месяц необходимо проверять защиту ПВД от переполнения (см. § 4.3). *Эффективность работы подогревателей оценивается по температурному напору* δt *в подогревателе* (по разности температуры насыщения, соответствующей давлению греющего пара, и температуры конденсата, покидающего подогреватель). Нормально, когда в ПНД δt = 2—3 °С, а для ПВД δt = 1—1,5 °С. Часто, однако, эти значения гораздо больше. Увеличение температурного напора в ПНД обычно связано с загрязнением трубной системы и ухудшением вакуума, а в ПВД — с протоком некоторого количества питательной воды по обводной линии (см. рис. 7.3), а в некоторых случаях — и с плохой конструкцией подогревателей.

12.5. ОТЛОЖЕНИЯ В ТУРБИНАХ И БОРЬБА С НИМИ

В паре, поступающем в турбину, всегда содержится некоторое количество солей и оксидов.

В результате коррозии внутренних стальных поверхностей нагрева и трубопроводов в конденсатном тракте образуются оксиды железа. Контакт кислорода с трубками ПНД, изготовленными из цветных металлов на основе меди, приводит к появлению в питательной воде оксидов меди. Разложение органических примесей, содержащихся в питательной воде, приводит к появлению нитратов и нитритов, которые усиливают коррозию. Значительное количество солей и оксидов попадает в тракт с присосами циркуляционной воды в конденсаторе, сетевой воды в подогревателях, с добавкой химически очищенной воды в конденсатор, с подпиткой теплофикационной установки и т.д.

Образующиеся соли и оксиды при некоторых условиях оседают на внутренних поверхностях трубной системы котла и проточной части турбины. В первом случае возникает опасность пережога трубок котла из-за ухудшенного тепловосприятия от факела в топке, а во втором случае происходит занос проточной части турбины.

На рис. 12.11 показаны состав и количество образующихся отложений по ступеням турбины

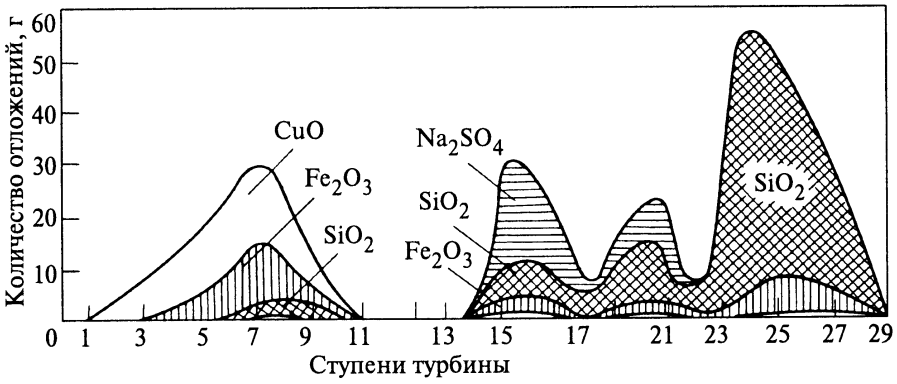


Рис. 12.11. Отложения и их состав по ступеням турбины К-300-23,5 ЛМЗ энергоблока № 5 Черепетской ГРЭС

К-300-23,5 ЛМЗ одного из блоков Черепетской ГРЭС. Отложения в турбине приводят к снижению ее мощности, поэтому требуется их регулярное удаление.

Пример 12.5. На одной из электростанций максимальная мощность энергоблоков 160 МВт снижалась за 2—3 мес. до 120 МВт. При вскрытии турбины обнаружено, что толщина отложений в среднем составляла 1,5—2 мм, а в некоторых ступенях достигала 3 мм.

На другой электростанции через 2 мес. эксплуатации максимальная мощность двух энергоблоков 200 МВт упала до 160—170 МВт. Отложения в проточной части достигали 5 мм. На одной из турбин в результате плохой предпусковой промывки уже через 6 дней максимальная мощность снизилась до 170 МВт.

Поддержание максимальной мощности турбины на прежнем уровне на некоторых турбинах может быть достигнуто путем переоткрытия регулирующих клапанов (по сравнению с их открытием при чистой проточной части). Однако такой метод поддержания мощности недопустим, во-первых, из-за возрастания давления во всех ступенях, что увеличивает осевое усилие на сегменты упорного подшипника, и, во-вторых, из-за низкой экономичности работы турбины с занесенной проточной частью. Занос турбины, кроме снижения показателей экономичности, приводит к снижению надежности лопаточного аппарата и турбины в целом.

Вследствие того, что сопловые каналы диафрагм и каналы рабочих лопаток заносятся неодинаково, часто повышается реактивность занесенных ступеней. Это влечет перераспределение теплоперепадов в ступенях. Постепенный занос проточной части отложениями сопровождается двумя характерными явлениями: возрастанием *давлений в ступенях турбины и повышением температуры баббитовой заливки сегментов упорного подшипника* при сохранении неизменными мощности турбины и начальных и конечных параметров пара. Для контроля степени заноса используют показания манометров, измеряющих давления в проточной части.

Для предотвращения заноса проточной части турбины ПТЭ предусматривается вполне определенное допустимое количество соединений натрия и кремниевой кислоты в паре, поступающем к турбине. Допустимое количество примесей в паре определяется назначением установки, ее начальными параметрами и применяемым типом котла.

К качеству пара блочных установок на сверхкритические параметры пара и вообще конденсационных электростанций предъявляются более жесткие требования, чем к качеству пара на ТЭЦ из-за больших добавок химически очищенной воды и, с другой стороны, со значительными количествами отбираемого пара, с которыми часть загрязнений уносится и не попадает в хвостовые отсеки турбины, где реализуются условия для их выпадения. Кроме того, загрязнение мощных энергетических блоков на сверхкритические параметры приводит к бóльшим экономическим потерям, чем занос турбоагрегатов на ТЭЦ.

При малых начальных давлениях (менее 4 МПа) нормируется только содержание солей натрия и кремниевой кислоты. При больших давлениях вводится косвенное нормирование (по качеству питательной воды) содержание соединений и меди. Это связано с тем, что при повышении давления резко растет растворимость в паре этих солей, которые выпадают обычно в ЦВД турбины (см. рис. 12.11) при снижении давления. Загрязнение ЦВД особенно опасно, так как даже при слабом заносе относительное уменьшение проходных сечений ЦВД оказывается относительно большим; кроме того, и абсолютное изменение осевого усилия также оказывается большим из-за бóльших абсолютных давлений в проточной части.

Качество свежего пара определяется целым рядом факторов, главным из которых являются химический состав поступающей в котел питательной воды и условия образования оксидов в самом котле. В энергоблоках с прямоточными котлами вывод солей из цикла осуществляется в фильтрах конденсатоочистки, а с барабанными — продувкой котловой воды из солевых отсеков барабана и промывкой насыщенного пара в барабане.

Анализ состава отложений показывает, что часть из них хорошо растворяется в конденсате и влажном паре. Поэтому для очистки турбины от растворимых солей можно использовать промывку влажным паром. Ее можно использовать, не только не останавливая турбину и не вскрывая ее, но даже и не снимая полностью ее нагрузку.

Вместе с тем следует отметить, что *промывка является очень ответственной операцией* и даже небольшие отклонения в режиме могут привести к серьезным последствиям.

При промывке турбина работает влажным паром, и поэтому ее теплоперепад значительно меньше обычного. Следовательно, для того чтобы сохранить мощность турбины неизменной, потребовалось бы увеличить расход пара через турбину сверх номинального. Это неизбежно привело бы к росту осевого усилия на упорный подшипник и его разру-

шению. *Поэтому промывку всегда ведут при сниженной нагрузке.*

Увлажненный пар перед турбиной **неблочного типа** получают путем подачи в паропровод конденсата с помощью специального распыляющего устройства. Отсутствие перегрева пара вызывает опасность заброса в турбину воды со всеми вытекающими последствиями.

Интенсивность теплообмена влажного пара с деталями турбины значительно выше, чем перегретого. Поэтому при резких отклонениях в режиме промывки по температуре и расходу пара в деталях турбины будут возникать большие температурные напряжения, вызывающие опасность появления трещин.

Сам процесс перехода турбины с работы на перегретом паре на номинальных параметрах на режим промывки требует постепенности, с тем чтобы не вызвать в деталях турбины высоких температурных напряжений или значительных несогласованных деформаций вращающихся и неподвижных деталей.

В процессе промывки, длительность которой может достигать 10—14 ч, химическим цехом электростанции постоянно ведется анализ конденсата, чтобы определить момент полной очистки турбины.

Вымывание растворимых солей из отложений в проточной части турбины приводит к их общему разрыхлению и растрескиванию. Поэтому вместе с растворимыми солями механическим путем удаляется и часть нерастворимых в воде солей.

Промывка турбин **блочного типа** с промежуточным перегревом имеет целый ряд особенностей.

Первая особенность заключается в том, что промывку ведут обязательно при полностью открытых клапанах и при сниженном давлении пара перед турбиной примерно при 30 %-ной нагрузке турбины. Выход на режим промывки является очень ответственной операцией и должен производиться в строгом соответствии с инструкцией. Особенно важно это для энергоблоков сверхкритического давления, толщина элементов которых (паропроводов, арматуры, стенок корпусов, роторов и т.д.) значительна, и поэтому их быстрое расхолаживание приводит к целому ряду нежелательных явлений: появлению высоких температурных напряжений, циклическое повторение которых приводит к возникновению трещин; короблению деталей, в частности фланцевых разъемов, которые заносятся солями, после чего невозможно обеспечить их плотность; быстрому относительному сокращению ротора, вызывающему опасность осевых задеваний, и т.д. Поэтому максимальная скорость снижения температуры пара перед турбиной обычно составляет 0,2—0,25 °С/мин, а перед ЦСД примерно вдвое выше (так как толщина стенок элементов здесь меньше).

Другая особенность промывки блочных турбин связана с подогревом в промежуточном пароперегревателе пара, который поступает из ЦВД. Вымываемые из ЦВД растворимые отложения могут оседать в пароперегревателе, нанося энергоблоку гораздо больший урон, чем если бы эти отложения находились в ЦВД: в этом случае может произойти пережег трубок пароперегревателя, в то время как занос только снижает мощность энергоблока. Поэтому в процессе промывки турбины необходимо контролировать солесодержание пара перед ЦВД и за ним, перед промежуточным пароперегревателем и за ним, перед ЦСД и в конденсате отработавшего пара.

Третья особенность промывки блочных турбин связана с повышенной способностью пара закритического давления к растворению солей железа и меди. Пар более низких параметров практически не растворяет эти соли, и поэтому при отсутствии уноса капель воды из барабана эти соли не попадают в проточную часть турбины. Пар же закритического давления растворяет эти соли в большом количестве, а при снижении давления пара до давления в ЦВД они выпадают в проточной части. При этом они не растворяются во влажном паре и удалить их с помощью водной промывки невозможно. Правда, их частичное удаление все-таки происходит, в основном за счет механического дробления и выноса паром вместе с растворимыми соединениями.

Для удаления солей меди и железа требуются химические промывки, при которых во влажный пар вводят химические реагенты, чаще всего гидразин N_2H_4 или пиперидин C_5H_{11}, которые превращают нерастворимые соли в рыхлые, легко смываемые отложения. Поэтому промывка блочных турбин ведется в следующем порядке: сначала ведется водная промывка для удаления всех водорастворимых соединений, затем химическая промывка для удаления нерастворимых в воде солей железа и меди и, наконец, опять водная промывка для удаления вводимых химических реагентов.

На рис. 12.12 показан ход удаления отложений при промывке турбины К-300-23,5 примерно после 5000 ч работы. Промывка проводилась при мощности турбины 40 МВт, давлении свежего пара 4,2—4,5 МПа и температуре 245—250 °С. Видно, что после стабилизации параметров промывки в результате ввода реагентов (раствора аммонийных солей)

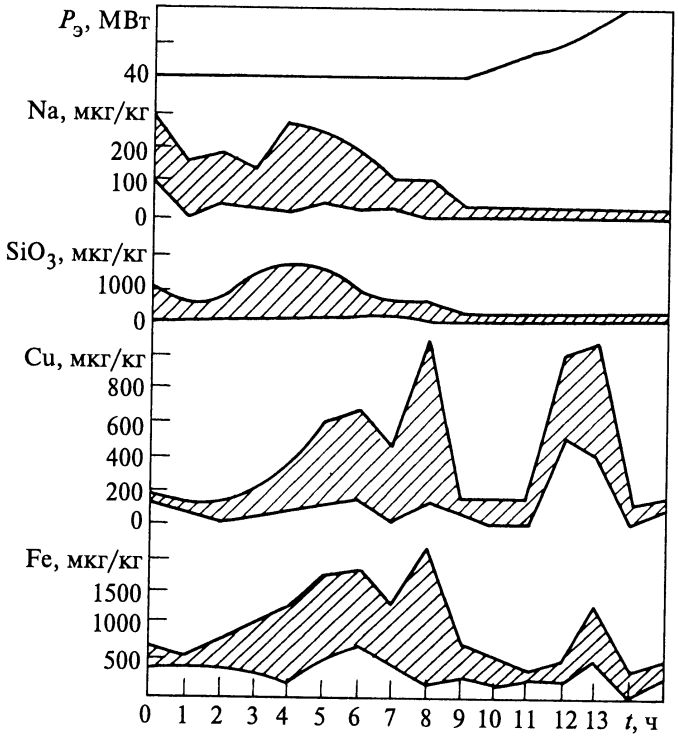


Рис. 12.12. Удаление отложений из ЦВД турбины по ходу промывки

резко увеличилась скорость выноса солей железа и меди. В присутствии аммонийных солей отложения настолько размягчились, что простое повышение мощности (при одновременном увеличении начальных температур и давления) привело к дополнительному выносу отложений. В результате химической промывки из ЦВД было удалено 2,7 кг оксидов железа и меди и 1,7 кг натрия и кремниевой кислоты, а из ЦСД и ЦНД — 1,5 кг натрия и кремниевой кислоты. На некоторых ТЭС считают, что такие промывки должны проводиться через каждые 4—6 тыс. ч даже при качестве питательной воды, удовлетворяющем нормам ПТЭ.

12.6. НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

К числу наиболее серьезных нарушений работы конденсационной установки следует отнести увеличение давления в конденсаторе и нарушение водяной плотности конденсатора.

12.6.1. Увеличения давления в конденсаторе

Причины увеличения давления в конденсаторе легко уяснить, анализируя формулу (11.5). Выше отмечалось, что температурный напор δt отражает совершенство теплопередачи от конденсирующегося пара к охлаждающей воде. Приведем без вывода формулу, связывающую температурный напор с параметрами работы конденсатора:

$$\delta t = \Delta t_в \left[\exp\left(\frac{KF_к}{c_в W} \right) - 1 \right]^{-1}, \qquad (12.1)$$

где $F_к$ — поверхность трубок конденсатора; K — коэффициент теплопередачи.

Коэффициентом теплопередачи называется количество тепла, которое передается от горячего теплоносителя (в нашем случае — от пара) к холодному (в нашем случае — к охлаждающей воде) в единицу времени через единицу поверхности при разности температур теплоносителей 1 К. Поэтому измеряют коэффициент теплопередачи в Дж/(с · м^2 · К) или в Вт/(м^2 · К). Он учитывает сопротивление переходу тепла от пара к наружной поверхности трубок, через стенку трубок и от внутренней поверхности трубок к охлаждающей воде и поэтому характеризует интенсивность передачи тепла к охлаждающей воде. Чем больше коэффициент теплопередачи, тем выше интенсивность теплопередачи. При этом следует иметь в виду, что речь идет о местных значениях: например, для первых рядов трубок, встречающих поток пара из переходного патрубка, коэффициент теплопередачи может быть в несколько раз больше, чем для трубок воздухоохладителя. В практических расчетах и при анализе используют среднее значение коэффициента теплопередачи.

Наиболее надежно коэффициент теплопередачи определяется из испытаний конденсатора. Как следует из формулы (12.1),

$$K = \frac{c_в W}{F_к} \ln\left(1 + \frac{\Delta t_в}{\delta t} \right). \qquad (12.2)$$

Поэтому если достаточно точно измерить или рассчитать по уравнению теплового баланса расход воды, ее температуру на входе и выходе из конденсатора и давление пара в конденсаторе, то можно определить коэффициент теплопередачи.

Пример 12.6. При испытаниях конденсатора получено, что давление в нем составляет $p_к$ = 3,5 кПа. Поверхность конденсатора $F_к$ = 15 000 м^2. Расход охлаждающей воды W = 35 000 м^3/ч, температура на входе в конденсатор $t_{в1}$ = 12 °С, на выходе $t_{в2}$ = 20 °С. Определим коэффициент теплопередачи.

По табл. 1.1 и давлению $p_к$ находим температуру конденсации t_s = 26,7 °С. Нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_в$ = $= t_{в2} - t_{в1} = 20 - 12 = 8$ °С. Температурный напор δt = $= t_s - \Delta t_в - t_{в1} = 26{,}7 - 8 - 12 = 6{,}7$ °С.

Коэффициент теплопередачи определим по формуле (12.2):

$$K = \frac{4{,}19 \cdot 35\,000 \cdot 10^3}{3600 \cdot 15\,000} \ln\left(1 + \frac{8}{6{,}7}\right) = 2134 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Из формул (11.5) и (12.1) имеем

$$t_s = t_{в1} + \Delta t_в + \frac{\Delta t_в}{\exp\left(\dfrac{KF_к}{c_в W}\right) - 1}, \qquad (12.3)$$

где [см. соотношение (11.6)]

$$\Delta t_в = \frac{G_к(h_к - h'_к)}{c_в W}. \qquad (12.4)$$

Два последних соотношения позволяют проанализировать причины повышения давления в конденсаторе, которое в одних случаях может быть стремительным, быстрым, а в других постепенным.

Стремительное повышение давления вызывается прекращением или существенным уменьшением расхода охлаждающей воды. Из соотношения (12.3) видно, что с уменьшением расхода охлаждающей воды увеличивается ее нагрев $\Delta t_в$ и уменьшается коэффициент теплопередачи (из-за уменьшения скорости воды в трубках конденсатора). В свою очередь уменьшение расхода охлаждающей воды связано чаще всего или со срывом сифона, или неполадками в работе циркуляционных насосов. Срыв сифона чаще всего происходит при малом расходе охлаждающей воды и неполном заполнении ею сливного трубопровода. При этом создаются условия для скопления воздуха в верхней части водовода, обрыва струи воды и прекращения ее подачи в конденсатор. Характерный признак срыва сифона — отсутствие давления воды в сливных водоводах при номинальном давлении в напорных водоводах. Характерным признаком существенного уменьшения подачи охлаждающей воды из-за неполадок или отключения циркуляционных насосов является снижение давления в напорных водоводах.

При стремительном увеличении давления в конденсаторе необходимо быстро разгрузить турбину (см. § 11.6), для того чтобы не допустить разогрева выходного патрубка и расцентровки турбины. При повышении давления до уровня, предусмотренного инструкцией по эксплуатации (обычно примерно до 30 кПа), турбину необходимо остановить аварийно. Эти операции на турбинах большой мощности осуществляются автоматически защитой турбины.

Быстрое увеличение давления в конденсаторе обычно связано с затоплением нижней части трубного пучка. В этом случае поверхность охлаждения уменьшается, часть охлаждающей воды, идущей через затопленные трубки, исключается из работы и поэтому нагрев охлаждающей воды и температурный напор увеличиваются, что приводит к быстрому возрастанию давления. Характерными признаками затопления трубного пучка являются непосредственное увеличение уровня конденсата в конденсаторе, наблюдаемое по указателю, а также выбрасывание из выхлопных труб эжектора воды, увлекаемой паром к месту отсоса.

При быстром увеличении давления следует, выполняя все обычные операции, диктуемые повышением давления в конденсаторе, пустить резервный конденсатный насос и затем проверить, а если необходимо отрегулировать работу регулятора уровня конденсата в конденсатосборнике, а также конденсатного насоса.

Медленное повышение давления в конденсаторе является наиболее частой неполадкой. При анализе причин этого явления следует прежде всего убедиться, что это не связано с увеличением температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор. Как видно из соотношений (12.3) и (12.4), медленное повышение давления при неизменном расходе пара в конденсатор может происходить из-за постепенного уменьшения расхода охлаждающей воды и ухудшения теплопередачи (уменьшения K).

Наиболее частой причиной медленного повышения давления в конденсаторе является постепенное уменьшение расхода охлаждающей воды через его трубный пучок. Необходимо подчеркнуть, что даже небольшое уменьшение расхода охлаждающей воды при работе в конденсационном режиме или по электрическому графику с большой электрической нагрузкой приводит к существенным потерям экономичности: по данным ОРГРЭС сокращение расхода на 10 % приводит к ухудшению вакуума в летнее время на 0,4 %.

Сильное влияние уменьшения расхода охлаждающей воды связано не только с увеличением ее нагрева, но и с уменьшением коэффициента теплопередачи из-за уменьшения скорости воды в конденсаторных трубках.

Уменьшение расхода охлаждающей воды через конденсатор происходит по двум основным причинам:

1) из-за увеличения гидравлического сопротивления циркуляционного тракта;

2) из-за снижения уровня воды во всасывающей камере циркуляционных насосов.

Увеличение гидравлического сопротивления циркуляционного тракта связано с заносами водоочистительных устройств на водозаборе циркуляционной насосной, напорных водоводов и даже трубных досок конденсатора водной растительностью, мусором, илом, щепой и т.д., а также с отложениями различного характера на конденсаторных трубках конденсатора, уменьшением проходного сечения разбрызгивающих сопл градирен вследствие их засорения выпадающей из воды накипью и взвешенными частицами и некоторыми другими причинами.

Часто отрицательное влияние того или иного фактора является комплексным. Занос участка циркуляционного тракта до циркуляционного насоса приводит не только к снижению расхода охлаждающей воды, но и к снижению давления на входе в насос; это может вызвать кавитацию, износ и разрушение насоса. Аналогичным образом занос трубок конденсатора отложениями не только вызывает снижение расхода охлаждающей воды, но и увеличивает сопротивление передаче тепла от конденсирующего пара к охлаждающей воде из-за низкой теплопроводности отложений, что, как видно из формулы (12.1), приводит к увеличению температурного напора и давления в конденсаторе.

Обнаружить участок заноса сравнительно легко с помощью приборов, измеряющих давление: увеличение разности давлений в входном и выходном сечениях участка свидетельствует об увеличении гидравлического сопротивления. При заносе водоочистительных устройств на водозаборе, а также трубных досок конденсатора осуществляется их механическая чистка. В последнем случае половину трубной системы конденсатора отключают, предварительно соответственно снижая нагрузку турбоагрегата.

Характер загрязнений внутренней поверхности конденсационных трубок зависит от типа водоснабжения и местных условий. Это могут быть органически слизистые отложения животных и растительных микроорганизмов, минеральные отложения, главным образом карбонаты кальция и магния, отложения взвешенных в воде веществ (глины, золы, песка и т.д.), выпадающих из воды при ее малой скорости протекания. Сложный характер отложений обусловливает различные методы борьбы с ними. Предпочтение следует отдавать профилактическим мероприятиям, не допускающим появление самих отложений (хлорирование, непрерывная очистка пористыми губчатыми шариками и т.д.). В тех случаях, когда соответствующие профилактические мероприятия не дают необходимого эффекта и давление в конденсаторе из-за загрязнения его трубок возрастает на 0,5 кПа, производят чистку конденсатора. Выбор способа чистки определяется характером отложений.

При необходимости удаления накипи, прочно связанной со стенками трубок, применяют химические методы чистки с использованием различных кислот; при этом должно быть исключено их коррозионное воздействие на металл трубок. Для химической чистки создается специальная установка с циркуляцией моющего раствора. После химической чистки моющий раствор должен быть утилизирован. Химическая промывка длится несколько десятков часов.

При невозможности удалить накипь кислотной промывкой используют механическую чистку струей воды высокого давления, щетинными ершами и резиновыми шариками, которые проталкиваются через трубки с помощью шомполов, водой или воздухом под давлением. Механическая чистка наиболее трудоемка и длительна.

Снижение расхода охлаждающей воды может происходить и вследствие понижения уровня воды во всасывающей камере насосов при значительном загрязнении решеток и сеток, расположенных на входе в эту камеру. Связано это с тем, что при этом увеличивается высота, на которую необходимо поднять воду. Это требует большего напора насоса, который может быть создан только ценой уменьшения расхода охлаждающей воды.

Второй причиной постепенного повышения давления в конденсаторе является уменьшение коэффициента теплопередачи. При этом, как видно из формулы (12.1), увеличиваются температурный напор δt, температура и давление конденсации.

Основными причинами уменьшения коэффициента теплопередачи являются:

1) *уменьшение интенсивности теплообмена со стороны охлаждающей воды* из-за уменьшения скорости в трубках вследствие уменьшения ее расхода;

2) *увеличение теплового сопротивления трубки* из-за появления отложений на стенках со стороны охлаждающей воды;

3) *ухудшение теплообмена со стороны пара* из-за увеличения содержания воздуха в конденсаторе.

Первые две причины рассмотрены выше. Увеличение содержания воздуха может произойти по двум основным причинам: из-за увеличения присоса воздуха в конденсатор вследствие нарушения работы уплотнений и нарушения плотности вакуумных соединений, а также нарушения работы эжектора.

Следует подчеркнуть, что *как бы ни изменились присосы воздуха в конденсатор, или как бы ни ухудшилась работа эжекторов, количества воздуха, поступившего в конденсатор и отсосанного эжектором, всегда будут совпадать.* Однако, для того чтобы отсосать возросшее количество воздуха или компенсировать ухудшение работы эжектора, необходимо повысить давление паровоздушной смеси на входе в эжектор. А это автоматически увеличивает давление в конденсаторе.

Ухудшение работы эжектора чаще всего связано с уменьшением давления рабочего пара или воды, засорением сопл, плохой работой охладителей пара эжекторов, не обеспечивающей нормальной конденсации пара из отсасываемой паровоздушной смеси.

С помощью графиков, приведенных на рис. 11.22, можно определить изменение мощности турбины, связанное с изменением давления в конденсаторе при работе в конденсационном режиме. На рис. 12.13 показан перерасход тепла турбоустановкой с турбиной Т-110/120-12,8 ТМЗ при отклонении давления в конденсаторе при работе на конденсационном режиме.

Аналогичные графики существуют и для случая работы турбины по электрическому графику (рис. 2.14).

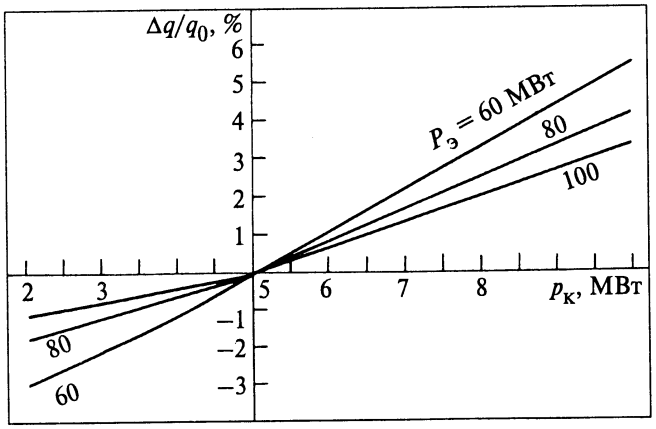


Рис. 12.13. Влияние отклонения давления в конденсаторе на расход тепла турбоустановкой с турбиной Т-100/120-12,8 ТМЗ при работе в конденсационном режиме

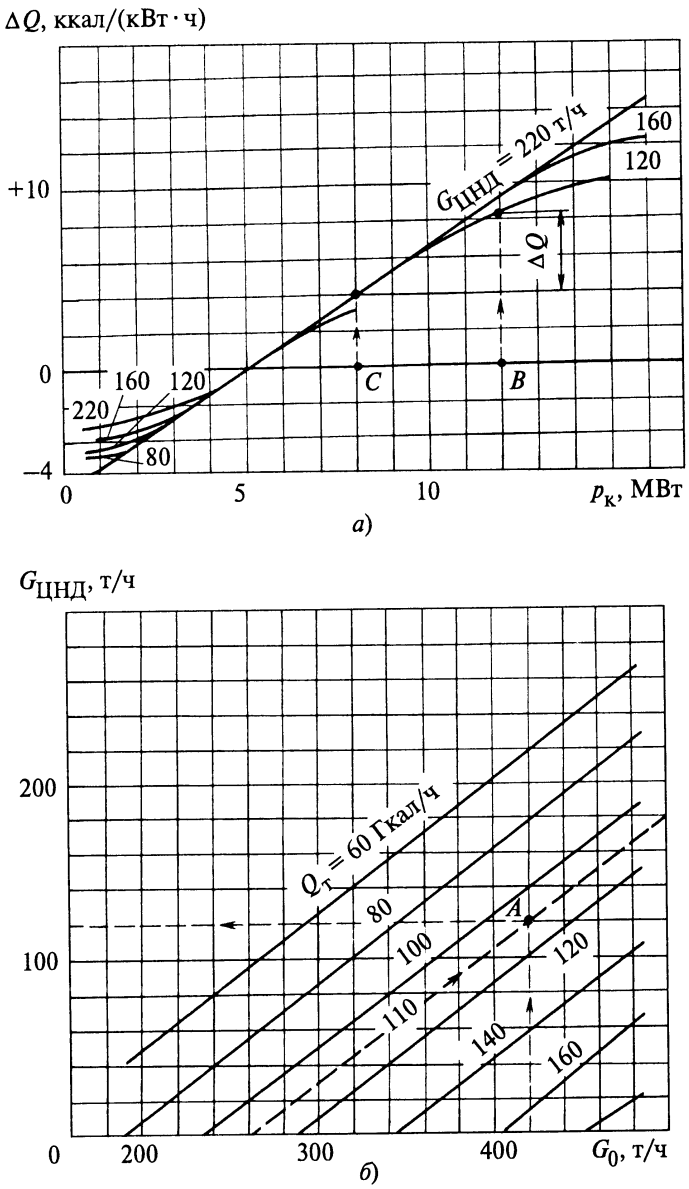


Рис. 12.14. Влияние отклонения давления в конденсаторе на расход тепла турбоустановкой с турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ при работе по электрическому графику (*а*) и вспомогательный график для определения расхода пара в ЦНД по расходу свежего пара и тепловой нагрузке (*б*)

Пример 12.7. Определим перерасход топлива на турбоустановку с турбиной Т-100/120-12,8 ТМЗ, несущую отопительную нагрузку $Q_т$ = 110 Гкал/ч при расходе свежего пара G_0 = 420 т/ч, давлении в конденсаторе 12 кПа (при нормативном давлении $p_{кн}$ = 8 кПа).

Заданным значениям $Q_т$ и G_0 отвечает $G_{ЦНД}$ =120 т/ч (точка *A* на рис. 12.14, *б*) и, в соответствии с рис. 12.14, *а*, перерасход топлива по сравнению с режимом, при котором давление в конденсаторе равно номинальному (5 кПа) ΔQ = 8 Гкал/ч (точка *B* на рис. 12.14, *а*). При нормативном давлении $p_{кн}$ (точка *C*) $\Delta Q_н$ = 4 Гкал/ч. Следовательно, перерасход топлива составляет 4 Гкал/ч.

12.6.2. Нарушения водяной плотности конденсатора

Завод-изготовитель конденсатора в соответствии с условиями на поставку обязан обеспечить такую водяную плотность конденсатора, чтобы присосы охлаждающей воды не превышали 0,001 %. Это означает, что, например, для конденсатора турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ при расходе охлаждающей воды 28 000 м^3/ч допустимый присос охлаждающей воды не должен превышать 0,28 м^3/ч. Определяют относительный присос охлаждающей воды с помощью измерения каких-либо примесей, например, хлоридов или кремниевой кислоты в конденсате за конденсатным насосом и в охлаждающей воде.

Если присос охлаждающей воды составляет ΔW, а концентрация примесей в ней c_0, то количество примеси с присосанной циркуляционной водой составит $c_0 \Delta W$. С другой стороны, конденсатные насосы прокачивают расход $G = G_к + G_{др} + \Delta W$, где $G_к$ — расход пара; $G_{др}$ — расход воды через дренажи. Если концентрация рассматриваемой примеси за насосом составляет c_0, то количество примесей в ней составит $c_н G$. Так как примесь, содержащаяся за насосом, поступила из охлаждающей воды, то $c_0 \Delta W = c_н(G_к + G_{др} + \Delta W)$, откуда

$$\Delta W = \frac{c_н}{c_0 - c_н}(G_к + G_{др}).$$

Относительный присос

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{c_н}{c_0 - c_н}\frac{G_к + G_{др}}{W}.$$

Следует подчеркнуть, что для работы турбоустановки имеет значение не столько водяная плотность конденсатора, сколько содержание примесей на выходе из конденсатора, поскольку от этого зависит регенеративный цикл конденсатоочистки. Естественно, что при «чистой» охлаждающей воде допустимы большие присосы и наоборот. Поэтому хотя от завода-изготовителя конденсатора требуется определенная плотность, от эксплуатационного персонала требуется несколько другое: обеспечение определенной жесткости конденсата за конденсатором.

В процессе эксплуатации водяные неплотности могут возникать по следующим причинам:

из-за появления неплотностей в вальцовочных соединениях;

из-за механического и коррозионного повреждения конденсационных трубок.

Появление неплотностей в вальцовочных соединениях обычно связано с некачественным вальцеванием трубок, дефекты которой не обнаружены при гидравлической опрессовке конденсатора.

Механические повреждения конденсаторных трубок возникают вследствие попадания в конденсатор посторонних предметов (кусков разрушившихся лопаток, бандажей, стеллитовых напаек, проволок) и усталости материала трубок вследствие их поперечных колебаний. Интенсивные колебания трубок, приводящие к появлению кольцевых трещин, могут возникать вследствие резонанса или автоколебаний. Источником резонансных колебаний чаще всего являются недостаточно отбалансированный вибрирующий валопровод турбины или другой механизм. Автоколебания характерны для периферийных рядов трубок вследствие взаимодействия трубок с потоком пара, движущегося со скоростью, превышающей некоторое предельное значение.

Коррозионно-эрозионные повреждения наиболее часты для конденсаторных трубок. Для латунных трубок характерно общее обесцинкование: в результате процесса коррозии из латуни в воду переходит цинк и на внутренней поверхности трубки образуется слой красной губчатой меди, который постепенно углубляется, снижая механическую прочность трубки. При увеличении агрессивности охлаждающей воды общее обесцинкование может перейти в местное — пробочное обесцинкование, в результате которого в трубках образуются язвы и пробки из красной меди. В отличие от общего обесцинкования которое может протекать 15—20 лет, скорость пробочного обесцинкования в несколько раз больше. В результате в трубках возникают свищи, через которые в паровое пространство конденсатора устремляется охлаждающая вода.

Эрозионно-коррозионный износ, или ударная коррозия характерна для концов трубок, в которые поступает вода с бóльшей скоростью, содержащая песок, золу и другие абразивные вещества. Последние способствуют эрозионному разрушению защитной оксидной пленки на поверхности трубок, и протеканию процесса коррозии.

Медно-никелевые сплавы, применяемые для трубок большинства современных конденсаторов, подвержены язвенной коррозии (питтингу), а при некоторых условиях — пробочному обесцинкованию.

Места присосов охлаждающей воды в паровое пространство обычно обнаруживают с помощью опрессовки на остановленной турбине. Для этого паровое пространство конденсатора заливают конденсатом выше линии соединения горловины конденсатора и выходного патрубка, а над зеркалом воды создают избыточное давление воздуха в 50—80 кПа (предварительно уплотняются торцы концевых уплотнений, закрываются атмосферные клапаны и клапаны на линии отсосов паровоздушной смеси). При этих условиях производится осмотр трубных досок, предварительно высушенных воздухом. Иногда обнаружить места присосов сырой воды в паровое пространство на работающей турбине можно с помощью пламени зажженной свечи, подносимой к зонам вальцовки трубок на отключенной половине конденсатора.

12.7. ОБСЛУЖИВАНИЕ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Качественное обслуживание теплофикационной установки, прежде всего, возможно только при наличии соответствующих самопишущих и показывающих контрольно-измерительных приборов. Измерениям подлежат давления и температуры на входе и выходе каждого из сетевых подогревателей, давления и температуры греющего пара, уровня конденсата греющего пара и его температуры в корпусах каждого из подогревателей, а также целый ряд параметров, позволяющих контролировать работу сетевых насосов и подпиточной установки.

Основной задачей теплофикационной установки является обеспечение требуемого расхода сетевой воды $W_{с.в}$, нагретой до заданной температуры $t''_{с.в}$ при максимально возможной выработке электрической энергии на тепловом потреблении. Для этого при эксплуатации необходимо выполнять ряд правил.

1. Нагрев сетевой воды в подогревателях при двухступенчатом режиме должен быть примерно одинаковым, что оптимизирует выработку электроэнергии теплофикационным потоком пара.

2. Сетевые подогреватели должны иметь минимальные температурные напоры, позволяющие иметь минимально необходимые давления в подогревателях, обеспечивающие необходимую температуру сетевой воды на выходе из них.

3. Гидравлическое сопротивление парового тракта от камеры отборов до подогревателя должно быть минимальным, в частности, арматура на паропроводах (где она имеется) должна быть полностью открыта.

Последние две меры позволяют иметь минимально возможное давление в камерах отборов, соответственно максимальный теплоперепад для теплофикационного потока пара и максимальную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

При обслуживании сетевых подогревателей прежде всего должна быть обеспечена безопасная работа как самих подогревателей, так и паровой турбины, от которой они питаются. Для этого устанавливается целый ряд ограничений по параметрам пара и сетевой воды, которые необходимо тщательно контролировать и соблюдать. К их числу относятся следующие:

1. Максимальное и минимальное давление пара в корпусах подогревателей. Превышение максимального давления вызывает опасность разрушения подогревателя и способствует опасному разогреву ЧНД (при малом расходе пара через нее). Снижение давления ниже минимального перегружает рабочие лопатки предотборных ступеней изгибными напряжениями (при достаточно больших расходах пара). Подробно эти факторы рассмотрены в § 11.7.

2. Расход сетевой воды через подогреватели не должен превышать максимально допустимого. Расход определяет скорость воды в трубках, чрезмерное повышение которой может привести к их быстрому износу под действием эрозии.

3. Давление сетевой воды в подогревателях не должно превышать максимального. Давление определяет напряжения в стенках трубок, которые в свою очередь определяют интенсивность воздействия коррозионных факторов.

4. Нагрев сетевой воды в одном подогревателе не должен превосходить определенной величины, обычно 50 °С. Многоходовая конструкция подогревателя приводит к тому, что трубные пучки разных ходов имеют различную температуру, а завальцованы они в единые трубные доски. Поэтому *в трубках возникают температурные напряжения, пропорциональные разности средней температуры всего трубного пучка и средней температуры трубок соответствующего хода.* При малом нагреве сетевой воды эти разности оказываются допустимыми. При этом, однако, следует заметить, что даже эти температурные напряжения, складываясь с напряжениями от давления, могут провоцировать быстрое развитие коррозионных процессов.

5. Сетевые подогреватели должны быть плотными, т.е. не допускать попадания сетевой воды в паровое пространство подогревателей, а из него — в конденсатно-питательный тракт котла и затем в виде пара с агрессивными примесями в турбину. Хотя сетевая вода существенно чище, чем охлаждающая вода конденсаторов, повышенные температуры в подогревателях интенсифицируют коррозионные процессы, приводящие к появлению трещин и язв в стенках трубок и к прогрессирующим присосам сетевой воды. Дополнительным источником присосов являются неплотности вальцовочных соединений. Учитывая эти обстоятельства, постоянно производится контроль качества конденсата сетевых подогревателей.

Пример 12.8. В качестве примера приведем организацию отвода конденсата греющего пара сетевых подогревателей турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, в котором имеются чистые и солевые отсеки.

Если конденсат греющего пара в чистых отсеках удовлетворяет нормам ПТЭ для питательной воды котлов СКД, то он направляется конденсатными насосами в систему регенеративного подогрева питательной воды. Конденсат из солевых отсеков направляется в конденсатор и вместе с основным конденсатом проходит очистку в БОУ.

При неудовлетворительном качестве конденсат греющего пара направляется в теплообменник (охладитель конденсата бойлеров — ОКБ), где отдает часть своего тепла в систему регенерации, доохлаждается в конденсаторе и подается на БОУ.

Роль сетевых подогревателей не ограничивается нагревом сетевой воды до заданной температуры. Их функционирование определяет условия работы рабочих лопаток предотборных ступеней, промежуточного отсека и даже проточной части ЧНД. Поэтому в качестве безусловных должны соблюдаться все ограничения на давления в камерах теплофикационных отборов, изложенные в § 11.7.

Для понимания любых процессов, происходящих в сетевом подогревателе, надо учитывать, что температура сетевой воды $t''_{\text{с.в}}$ на выходе из него связана с ее температурой на входе $t'_{\text{с.в}}$ соотношением, аналогичным (11.5):

$$t''_{\text{с.в}} = t'_{\text{с.в}} + \Delta t_{\text{с.в}} + \delta t, \qquad (12.5)$$

где $\Delta t_{\text{с.в}}$ — нагрев сетевой воды; δt — температурный напор на выходе из сетевого подогревателя, определяемые соотношениями:

$$\Delta t_{\text{с.в}} = \frac{G_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h'_{\text{п}})}{c_{\text{с.в}} W_{\text{с.в}}}; \qquad (12.6)$$

$$\delta t = t_s(p_{\text{п}}) - (t'_{\text{с.в}} + \Delta t_{\text{с.в}}). \qquad (12.7)$$

В этих соотношениях $G_{\text{п}}$ — расход пара на сетевой подогреватель; $h_{\text{п}}$ — энтальпия пара, поступающего в сетевой подогреватель; $h'_{\text{п}}$ — энтальпия конденсата греющего пара в подогревателе; $c_{\text{с.в}}$, $W_{\text{с.в}}$ — теплоемкость и расход сетевой воды.

Если учесть, что давление в камере отбора больше давления в подогревателе на гидравлическое сопротивление соединяющих их паропроводов и арматуры, установленной на них, то можно прийти к выводу, что *при требуемых теплосетью* $t''_{\text{с.в}}$ *и* $W_{\text{с.в}}$ *давление* $p_{\text{п}}$ *в камере отбора и расход пара* $G_{\text{п}}$ *в отбор будут тем меньше, чем меньше гидравлические сопротивления паропроводов и чем лучше теплообмен (больше коэффициент теплопередачи* K *и меньше температурный напор* δt*)*. Меньшему давлению в камере отбора (но не меньше предельно допустимого!) будет соответствовать больший теплоперепад теплофикационного потока пара и его большая мощность. Соответственно большей будет выработка электроэнергии на тепловом потреблении и меньше суммарные затраты топлива на получение электроэнергии.

Пример 12.9. На рис. 12.15 показано влияние давления в теплофикационных отборах на выработку энергии на тепловом потреблении для турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ при одноступенчатом и двухступенчатом подогреве сетевой воды. Видно, что при повышении давления в отборах на 1 кПа выработка электроэнергии на тепловом потреблении уменьшается на 1—1,25 (кВт · ч)/Гкал, причем, чем больше давление в отборах, тем сильнее уменьшается выработка на тепловом потреблении.

Температурный напор δt — сравнительно малая величина, определяемая как разность двух сравнительно больших величин, и его определение в условиях эксплуатации представляет определенные трудности. Поэтому часто используют другой критерий — температуру сетевой воды на выходе из подогревателя $t''_{\text{с.в}}$, измеряемую при одних и тех же условиях работы: расходе греющего пара, давлении в камере отбора, расходе сетевой воды и ее температуре на входе. Снижение $t''_{\text{с.в}}$ свидетельствует об ухудшении состояния подогревателя. Само измерение $t''_{\text{с.в}}$ должно осуществляться в трубопроводе сразу же за подогревателем, а не за врезкой обводного трубопровода сетевой воды, поскольку в последнем случае будет изменяться температура смеси горячей воды и возможной протечки холодной

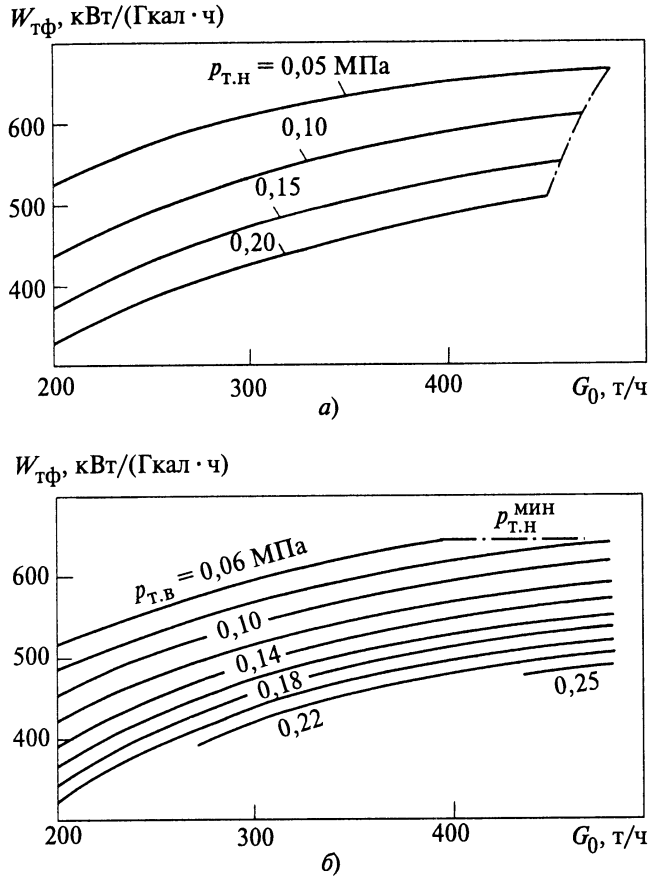


Рис. 12.15. Зависимость выработки на тепловом потреблении от расхода пара на турбину Т-110/120-12,8 ТМЗ и давления в камерах отборов при одноступенчатом (*а*) и двухступенчатом (*б*) нагреве сетевой воды

$p_{т.н}$, $p_{т.в}$ — давления в нижнем и верхнем теплофикационных отборах соответственно; $p_{т.н}^{мин}$ — минимальное допустимое давление в отборе

воды по обводным линиям. Еще лучше одновременно измерять температуру сетевой воды и за врезкой обводных линий. Тогда путем сравнения температур сетевой воды до и после врезки обводных линий можно обнаружить нежелательную протечку по обводным линиям.

Увеличенный температурный напор в подогревателе (или недостаточный нагрев сетевой воды) связан со многими причинами. В числе главных упомянем следующие.

1. Образование отложений на внутренней поверхности трубок подогревателя, которые обнаруживаются по увеличению температурного напора. Состав и количество отложений определяются качеством циркулирующей и подпиточной воды теплосети, длительностью работы и температурными условиями. Для очистки внутренних поверхностей используют химические или безреагентные промывки подогревателей. Технология промывки регламентируется специальными инструкциями. Очистка трубной системы осуществляется в обязательном порядке перед отопительным сезоном.

2. Подтопление трубного пучка конденсатом греющего пара, уменьшающего поверхность теплообмена. За уровнем конденсата в подогревателе необходимо систематически следить. При его повышении до установленного уровня должен автоматически включиться резервный откачивающий (конденсатный) насос. Если из-за неисправности автоматический резервный насос не включился, то его включают вручную. При этом необходимо внимательно следить (по дистанционному указателю или водоуказательному стеклу) за уровнем конденсата в подогревателе: если и при этом происходит дальнейшее повышение уровня, то это означает, что насосы не справляются с откачкой конденсата и необходимо снизить тепловую нагрузку — расход греющего пара. Если и в дальнейшем происходит повышение уровня конденсата в подогревателе, то сетевой подогреватель следует отключить, определить и устранить причины повышения уровня. *Проверка автоматического включения резервных насосов осуществляется периодически по графику, но не реже 1 раза в месяц. Не реже 2 раз в смену необходимо производить обход оборудования и сверку показаний уровня конденсата в сборниках подогревателей по водомерному стеклу и дистанционному указателю.*

3. Частичное открытие запорной арматуры и обратных клапанов на линиях подвода греющего пара, приводящее к снижению давления в подогревателе при фиксированном давлении в камере теплофикационного отбора. Арматура и обратные клапаны на паровых линиях должны быть полностью открыты, а управлять температурой сетевой воды на выходе из подогревателя следует механизмом управления регулятора давления в теплофикационном отборе. Для этой цели можно использовать и прикрытие запорных задвижек, но это всегда приводит к уменьшению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

4. Некачественная работа системы отсоса паровоздушной смеси из подогревателей, работающих под вакуумом, в частности, неполное открытие от всасывающих воздушных линий. Иногда эти линии забывают открыть вовсе. Возможным источником повышенных присосов могут быть неудовлетворительные гидравлические уплотнения тарелок предохранительных клапанов, установленных на паропроводах, идущих к подогревателям. Поэтому *про-*

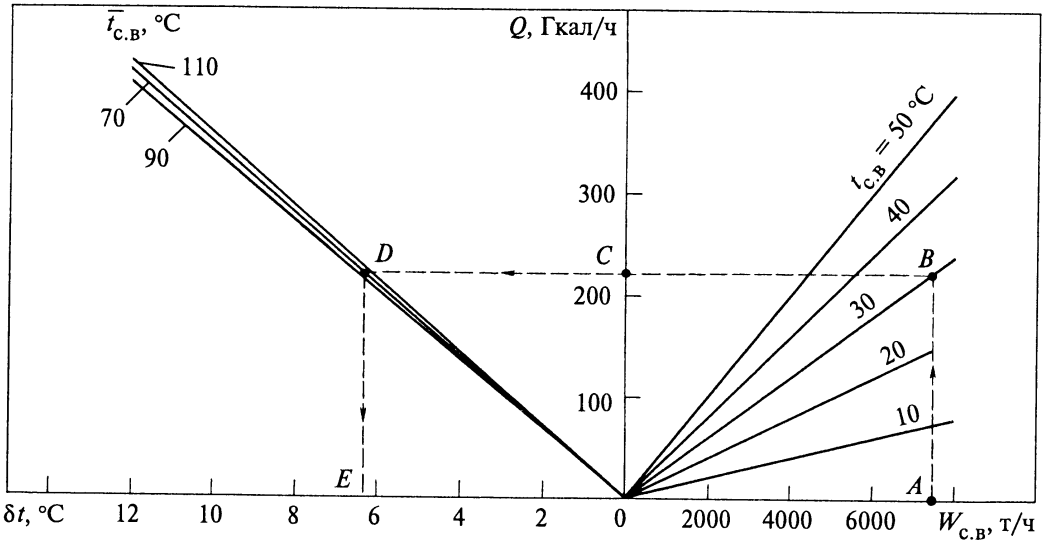


Рис. 12.16. Нормативная характеристика сетевого подогревателя ПСГ-2 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

верку работы этих уплотнений и их подрегулировку необходимо выполнять не реже 3 раз в смену. Плотность вакуумной системы поверяется не реже 1 раза в месяц, а также перед выводом оборудования в ремонт и после него.

5. Проток холодной сетевой воды в обвод подогревателей и его подмешивание к горячей воде из подогревателя. Аналогичный «обвод» может возникать и внутри подогревателя многоходовой конструкции, когда часть воды из-за деформаций водяных камер протекает через неплотности прилегания межходовых перегородок к трубной доске.

Контроль состояния сетевых подогревателей осуществляется сравнением фактических и нормативных температурных напоров δt на выходе из рассматриваемого подогревателя.

Пример 12.10. На рис. 12.16 показана нормативная характеристика, полученная ОРГРЭС, для ПСГ-2 с трубками из стали 12Х18Н10Т турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Она связывает условия работы подогревателя (расход $W_{с.в}$, нагрев $\Delta t_{с.в}$ сетевой воды и ее среднюю температуру $\bar{t}_{с.в} = (t'_{с.в} + t''_{с.в})/2$ с температурным напором δt.

Пусть в сетевой подогреватель (ПСГ-2) поступает расход сетевой воды $W_{с.в}$ = 7500 т/ч с температурой на входе $t'_{с.в}$ = 75 °С, а на выходе $t''_{с.в}$ = 105 °С. Давление в подогревателе $p_{п}$ = 0,169 МПа. Оценим качество работы подогревателя.

Пользуясь номограммой (см. штриховую линию *ABCDE*) по величинам $W_{с.в}$, нагреву сетевой воды $\Delta t_{с.в}$ = = 30 °С и средней температуре $\bar{t}_{с.в}$ = (75 + 105)/2 = 90 °С, найдем нормативный температурный напор $\delta t_{н}$ = 6,3 °С. Так как давлению 0,169 МПа соответствует температура конденсации $t_{s\phi}$ = 115 °С, то фактический температурный напор составит

$$\delta t_{\phi} = t_{s\phi} - t''_{с.в} = 115 - 105 = 10\ °С,$$

т.е. он заметно выше нормативного.

Иными словами, можно сказать, что, если бы подогреватель работал нормально, то в нем потребовалось бы держать давление не 0,169 МПа, а давление $p_{п.н}$, определяемое температурой конденсации $t_{к}$ = 105 + 6,3 = 111,3 °С, т.е. при $p_{п.н}$ = 0,15 МПа. Это соответствующим образом снизило бы давление в камере отбора и увеличило бы выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляют ПТЭ к плотности стопорных и регулирующих клапанов?
2. В соответствии с ПТЭ работа турбины с неплотными обратными клапанами на линиях нерегулируемых отборов пара не допускается. Как следует поступить при неисправности обратного клапана и нежелательности остановки турбины?
3. Назовите сроки проверок плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов.
4. Почему перед испытанием на сброс нагрузки обязательно проверяется плотность обратных клапанов?
5. С какой целью производится расхаживание клапанов?
6. Турбина работает с ежесуточными остановками на ночь. Следует ли производить расхаживание стопорных и регулирующих клапанов?
7. Назовите сроки частичного и полного расхаживания регулирующих клапанов.
8. Почему проверку автомата безопасности предпочитают производить с помощью специального устройства при номинальной частоте вращения вместо разгона турбины до частоты срабатывания автомата безопасности?

9. В каких случаях проверку системы защиты осуществляют путем разгона ротора турбины?
10. Для какой цели ежегодно снимают статическую характеристику регулирования?
11. В каких случаях производят испытание турбины на сброс нагрузки?
12. При испытаниях турбины на сброс нагрузки произошло закрытие стопорных клапанов. Требуется ли настройка системы регулирования и защиты?
13. Как контролируется качество работы маслоохладителя?
14. Почему в инструкциях по обслуживанию всегда ограничивают значения давлений в проточной части турбины?
15. Почему требуется поддержание давления уплотняющего пара в очень узких пределах?
16. Каким образом проверяется качество работы регенеративных подогревателей?
17. Как влияют отложения в турбине на ее надежность и экономичность?
18. По каким признакам обнаруживается занос турбины отложениями?
19. Почему для турбин на сверхкритическое начальное давление требования к качеству пара более жесткие, чем для других ПТУ?
20. Почему промывку турбины ведут влажным паром?
21. Почему нельзя проводить промывку турбины при номинальной мощности?
22. Почему перевод турбины на режим промывки должен производиться плавно и постепенно?
23. Каковы особенности промывки блочных турбин?
24. Когда применяются химические промывки?
25. Что такое коэффициент теплопередачи? В каких единицах он измеряется?
26. Назовите причины стремительного увеличения давления в конденсаторе.
27. Что должен делать машинист турбины при повышении давления в конденсаторе?
28. Назовите причины медленного повышения давления в конденсаторе.
29. Как будут изменяться нагрев охлаждающей воды, температурный напор и давление в конденсаторе при заносе трубок отложениями?
30. Как будут изменяться нагрев охлаждающей воды, температурный напор и давление в конденсаторе при заглушении части трубок пробками из-за их неплотности?
31. Назовите причины уменьшения расхода охлаждающей воды.
32. Назовите причины нарушения водяной плотности конденсатора.
33. Как влияют температурные напоры в сетевом подогревателе на выработку электроэнергии на тепловом потреблении?
34. Как влияет гидравлическое сопротивление паропроводов, по которым пар поступает к сетевым подогревателям, на выработку электроэнергии на тепловом потреблении?
35. Чем определяются ограничения минимального и максимального значений давления в сетевых подогревателях?
36. Чем регламентируются давление и расход сетевой воды через сетевые подогреватели?
37. Почему лимитируется нагрев сетевой воды в подогревателе?
38. Назовите факторы, определяющие температурный напор в подогревателе?
39. Для чего служит нормативная характеристика подогревателя?

Глава тринадцатая

ПУСК ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

13.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПУСКОВ И ОСНОВНОЙ ПРИНЦИП ИХ ПРОВЕДЕНИЯ

Технология пуска турбины в большой степени зависит от температурного состояния оборудования перед пуском. В соответствии с этим различают пуски из холодного, неостывшего и горячего состояний. Эта классификация (для энергоблоков) производится по температуре турбины и главных паропроводов перед пуском.

Если котел и паропроводы энергоблока ТЭС полностью остыли, а температура турбины не превышает 150 °С, то считают, что пуск происходит из холодного состояния. Для мощных энергоблоков для остывания до такой температуры требуется не менее 90—100 ч. Пускам из горячего состояния соответствует температура турбины 420—450 °С и выше. Это снижение происходит за 6—10 ч. Промежуточным значениям температуры турбины перед пуском соответствуют пуски из неостывшего состояния.

На практике обычно пусками из горячего состояния называют пуск после ночного простоя, из неостывшего состояния — после простоя в субботу и воскресенье, из холодного состояния — после простоев большей длительности. Пуск турбины из любого температурного состояния должен проводиться с учетом явлений, возникающих при нестационарных тепловых режимах, рассмотренных в § 11.8.

Всякое удлинение пуска приводит к дополнительным затратам топлива. Поэтому пуск должен производиться быстро, однако не в ущерб надежности. Таким образом, *основной принцип проведения пуска состоит в том, что он должен проводиться со скоростью, максимально возможной по условиям надежной работы.*

Для понимания процессов и последовательности проведения пусков оператор должен досконально знать развернутую тепловую схему и все ограничения, которые накладываются на режимы работы оборудования. Ниже для целей изучения принципов выполнения пусковых и остановочных операций нет необходимости использовать развернутую тепловую схему, во-первых, потому, что любая развернутая схема носит конкретный характер, и, во-вторых, потому что она затемнена многочисленными деталями, которые мы будем изучать с помощью отдельных фрагментов развернутых тепловых схем, имеющих достаточно универсальный характер.

Прежде всего необходимо усвоить, что *пуск любой теплофикационной турбины с конденсацией (блочной или неблочной) осуществляется в чисто конденсационном режиме*, когда регулятор давления регулируемого отбора отключен, а регулирующие органы ЧНД полностью открыты. Только при вполне определенной электрической нагрузке осуществляется подключение теплофикационной установки.

Свои особенности имеют пуски турбин с противодавлением, которые рассмотрены в отдельном параграфе.

13.2. НЕПОЛАДКИ И ДЕФЕКТЫ, ПРЕПЯТСТВУЮЩИЕ ПУСКУ

В ПТЭ, а также в инструкциях по обслуживанию каждой конкретной турбоустановки в специальном разделе указаны условия, при которых пуск запрещен. Несмотря на различия в конструкциях турбин, пусковых схемах и другом оборудовании, существует определенный общий перечень неполадок и дефектов, без устранения которых пуск турбины запрещается.

Пуск турбины запрещается при неисправности основных приборов, показывающих протекание теплового процесса в турбине и ее механическое состояние. К таким приборам относятся тахометр, приборы, измеряющие температуру и давление свежего пара, пара промежуточного перегрева и регулируемых отборов, а также вакуум и температуру в выходном патрубке.

Неисправность тахометра не позволяет производить прогрев турбины на безопасной частоте вращения (вдали от критических частот и частот, вызывающих резонанс рабочих лопаток), не позволяет точно подогнать частоту вращения к частоте сети для плавного включения турбогенератора в сеть,

создает опасность неконтролируемого повышения частоты вращения и разгона турбины.

Без знания параметров пара перед ЦВД и ЦСД (в случае турбины с промежуточным перегревом) невозможно выдержать одно из главных требований безопасности пуска — *удержать температурные напряжения в безопасных пределах*. Знание температуры поступающего в цилиндры пара позволяет в определенной степени контролировать относительное расширение ротора.

Повышение температуры выходного патрубка и ухудшение вакуума вызывают опасность расцентровок ротора и корпуса ЦНД с последующими задеваниями и короблениями.

Пуск турбины запрещается при неисправной масляной системе, обеспечивающей смазку подшипников турбины. Качество масла должно удовлетворять стандарту, а его уровень в масляном баке должен быть не ниже допустимого с учетом заполнения маслом и системы регулирования (если системы смазки и регулирования объединены). Маслопроводы должны быть плотными и надежными, все требования техники безопасности должны строго соблюдаться. Неплотность маслопровода может привести в лучшем случае к падению давления в системе смазки и остановке турбины, а в худшем — к пожару. В предусмотренных местах на маслопроводном тракте должны устанавливаться манометры требуемого класса точности, позволяющие достаточно точно измерять давление масла при работе основных, резервных и аварийных насосов.

Основные, вспомогательные, резервные и аварийные насосы (см. рис. 4.1 и 4.3), а также арматура маслопроводов и сливной клапан должны быть исправными. Особое внимание уделяется электрической части двигателей насосов и особенно системе блокировок и переключения насосов.

Пуск турбины запрещается при неисправности системы защиты. Хотя система защиты имеет несколько независимых контуров, пуск турбины не разрешается, если неисправен хотя бы один из контуров, обеспечивающих прекращение подачи пара в турбину.

Автомат безопасности турбины (каждый из бойков или каждое из колец) должен быть правильно настроен и безупречно работать.

Стопорные клапаны ЦВД и ЦСД, являющиеся главной защитой турбины, не должны заедать или задерживаться при закрытии или неплотно садиться. В равной степени это относится к обратным клапанам с принудительным закрытием на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов пара.

Вся цепочка элементов от датчиков защиты до исполнительных органов должна работать быстро и надежно. В частности, это относится к реле осевого сдвига, вакуум-реле, электромагнитному выключателю.

Должны быть исправными атмосферные клапаны или диафрагмы, предохраняющие выходную часть турбины и камеры отборов от разрыва при повышении давления.

Наконец, должна быть в полной исправности запорная арматура на линиях свежего пара, промежуточного перегрева и отборов. Неплотности арматуры приводят к чрезмерному остыванию отдельных элементов установки при ее остановке на короткий период, скоплению конденсата, который может быть унесен в турбину при последующем пуске. Должен быть в исправности электрический привод, установленный на арматуре

Пуск турбины запрещается при неисправной системе регулирования. Если система регулирования отделена от системы смазки, то маслоснабжение системы регулирования должно быть таким же надежным, как и снабжение маслом подшипников.

Регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД не должны заедать и должны плотно садиться на свои седла. Следует помнить, что *система регулирования не только выполняет функцию регулирования электрической нагрузки или отборов, но и является одним из контуров защиты турбины от разгона.*

Регулирование должно надежно работать на холостом ходу, не допуская чрезмерных колебаний частоты вращения. В противном случае затрудняется синхронизация турбогенератора с сетью и становится невозможным удержать частоту вращения в допустимых пределах (без срабатывания автомата безопасности) при сбросе нагрузки.

Поддержание устойчивого вращения турбины на холостом ходу и переход на холостой ход при полном сбросе электрической нагрузки — непременные требования к системе регулирования, без удовлетворения которых агрегат не может быть допущен к эксплуатации.

Пуск турбины запрещается, если неисправно валоповоротное устройство. Подача пара на неподвижный ротор перед набором вакуума в турбине неминуемо влечет изгиб ротора, повышенную вибрацию и истирание уплотнений со снижением экономичности.

Должна быть в безупречном состоянии теплофикационная установка и все приборы, характеризующие ее состояние.

13.3. ПУСК НЕБЛОЧНЫХ ПТУ ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

13.3.1. Особенности пуска неблочных ПТУ

Основные характерные особенности пуска неблочной ПТУ вытекают из схемы паропроводов электростанции с поперечными связями. Поскольку от парового коллектора станции питаются другие турбины, перед пуском конкретной турбины для нее имеется пар номинальных параметров. Поэтому *главной особенностью пуска неблочной ПТУ является использование пара номинальных параметров.* При этом в сферу обязанностей машиниста не входят заботы о паровом коллекторе электростанции и параметрах пара в нем. Об этом заботится персонал котельной установки.

Деаэраторы на неблочных ТЭС относятся к общестанционному хозяйству. Подача деаэрируемой воды и греющего пара в деаэратор производится из коллекторов конденсата и греющего пара, к которым присоединены другие турбины данной ТЭЦ. Поэтому во время пуска конкретной турбины машинисту ПТУ неблочной ТЭЦ нет необходимости заботиться о работе деаэраторов. Только после пуска турбины производят подключение турбины к соответствующим коллекторам. Это же относится к работе сетевых подогревателей.

Таким образом, в сферу забот машиниста при пуске неблочных ПТУ входят паропроводы от парового коллектора электростанции до турбины, собственно турбина вместе с конденсационной установкой, регенеративная система и теплофикационная установка.

На рис. 13.1 показана схема паропровода от парового коллектора электростанции до стопорного клапана турбины. Непосредственно у парового коллектора на перекрытии *1* установлена маги-

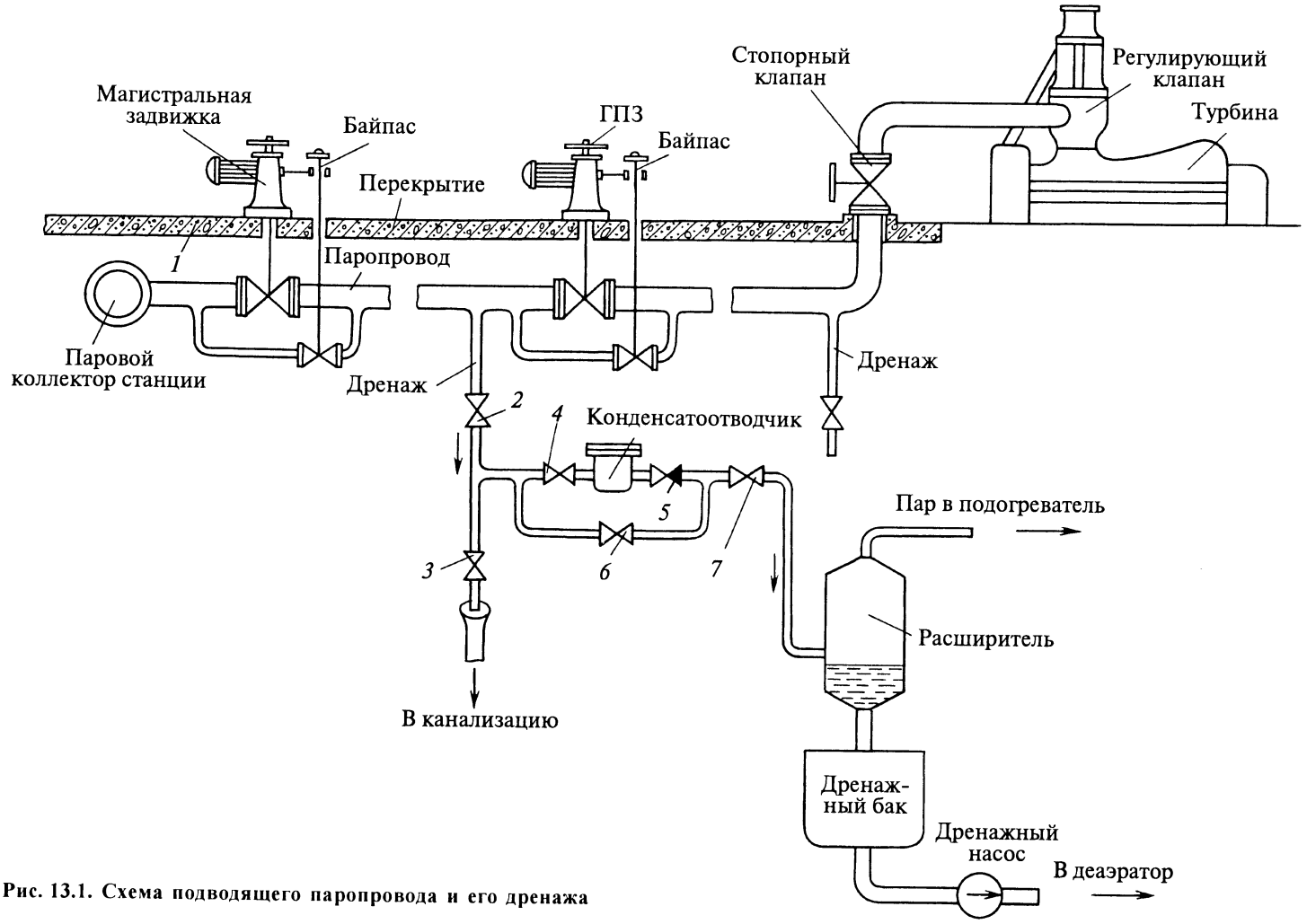


Рис. 13.1. Схема подводящего паропровода и его дренажа

стральная задвижка, а непосредственно у стопорного клапана турбины главная паровая задвижка *ГПЗ*.

Прогрев паропровода производится по участкам: сначала прогревается участок от парового коллектора до *ГПЗ*, а затем — от *ГПЗ* до стопорного клапана. Для прогрева паропровода паром с постепенно повышающимися параметрами, отвода конденсата, образующегося при подаче пара в холодный паропровод, его снабжают дренажами — трубопроводами малого диаметра, соединяющими главный паропровод с устройствами, в которых поддерживается меньшее давление (в частности, это может быть просто атмосфера). Дренажи вваривают в самые низкие точки паропровода для свободного стока конденсата, а сам паропровод должен иметь небольшой уклон в сторону дренажа.

Каждый дренаж снабжают арматурой и специальными устройствами, позволяющими ему работать в трех характерных режимах.

Прежде всего дренаж может работать «на воронку»: для этого открывают вентили *2* и *3* и образующийся конденсат сбрасывают в канализацию. Такой режим используется на первых этапах прогрева паропровода, когда конденсат загрязнен окислами железа, образовавшимися во время простоя турбины.

После достаточной промывки паропровода осуществляется постепенный перевод дренажа «с воронки» на расширитель (в результате открытия вентиля *7*, обводного вентиля *6* конденсатоотводчика и закрытия вентиля *3* «на воронку»). В расширителе поддерживается пониженное давление, поэтому происходит частичное вскипание дренажного конденсата. Образующийся пар используется в цикле, а конденсат направляется в дренажный бак и затем дренажным насосом подается в деаэратор. Аналогичным образом работает дренаж и при окончании конденсации, когда прогрев паропровода ведется уже «пролетным» паром.

После полного прогрева паропровода такие постоянные дренажи закрываются. Когда дренаж подсоединен к полостям, где возможно скопление конденсата при работе турбины или коротких остановках, дренаж оставляют в работе, однако осуществляют его через вентили *4* и *5* и конденсатоотводчик (конденсационный горшок) — устройство, поддерживающее определенный уровень конденсата в дренажной линии и не допускающее ее переполнения. Обводной вентиль конденсатоотводчика при этом закрывают.

13.3.2. Пусковая схема неблочных ПТУ

На рис. 13.2 показана упрощенная пусковая схема турбины, состоящей из ЦВД и двухпоточного ЦНД. Для того чтобы не мешать пониманию процессов, происходящих при начальном этапе пуска, который ведется на конденсационном режиме, на схеме не показаны регулируемые отборы пара на сетевые подогреватели и теплофикационная установка (которые подключаются на последних этапах пуска), органы регулирования отборов (клапаны или диафрагмы в ЧНД), схематически показана система регенерации турбины, схема уплотнений содержит только трубопроводы, необходимые при анализе пусковых операций, не показан встроенный в конденсатор теплофикационный пучок. Многие из этих элементов будут рассмотрены ниже.

Для прогрева и пуска схема содержит три дренажных коллектора: высокого, среднего и низкого давления. Такое разделение необходимо, так как в противном случае пар или конденсат из трубопровода высокого давления будет вытеснять конденсат из дренажа низкого давления. Все три коллектора соединены с расширителем, паровое пространство которого связано с паровым пространством конденсатора, а водяное — с его конденсатосборником.

В коллектор высокого давления заведены дренажи четырех перепускных труб от стопорного клапана к четырем регулирующим клапанам турбины. Если конструкция паровпускной части турбины позволяет скопиться конденсату в области паровпуска (например, в боковых пароподводящих патрубках, как показано на рис. 9.5), то образующийся конденсат также отводят в дренажный коллектор высокого давления.

Дренажи ЦВД (для простоты показан один дренаж) направлены непосредственно в расширитель. Это практически исключает возможность попадания в турбину воды через дренажную линию (это может произойти только при переполнении конденсатом расширителя). В дренажный коллектор среднего давления обычно заводят дренажи перепускных труб от ЦВД к ЦСД (если он имеется), паровпускной части ЦСД и трубопроводов отборов на ПВД (на рис. 13.2 для простоты показан только один отбор на ПВД). Дренажи трубопроводов отборов на ПНД и на сетевые подогреватели обычно заводят в коллектор низкого давления.

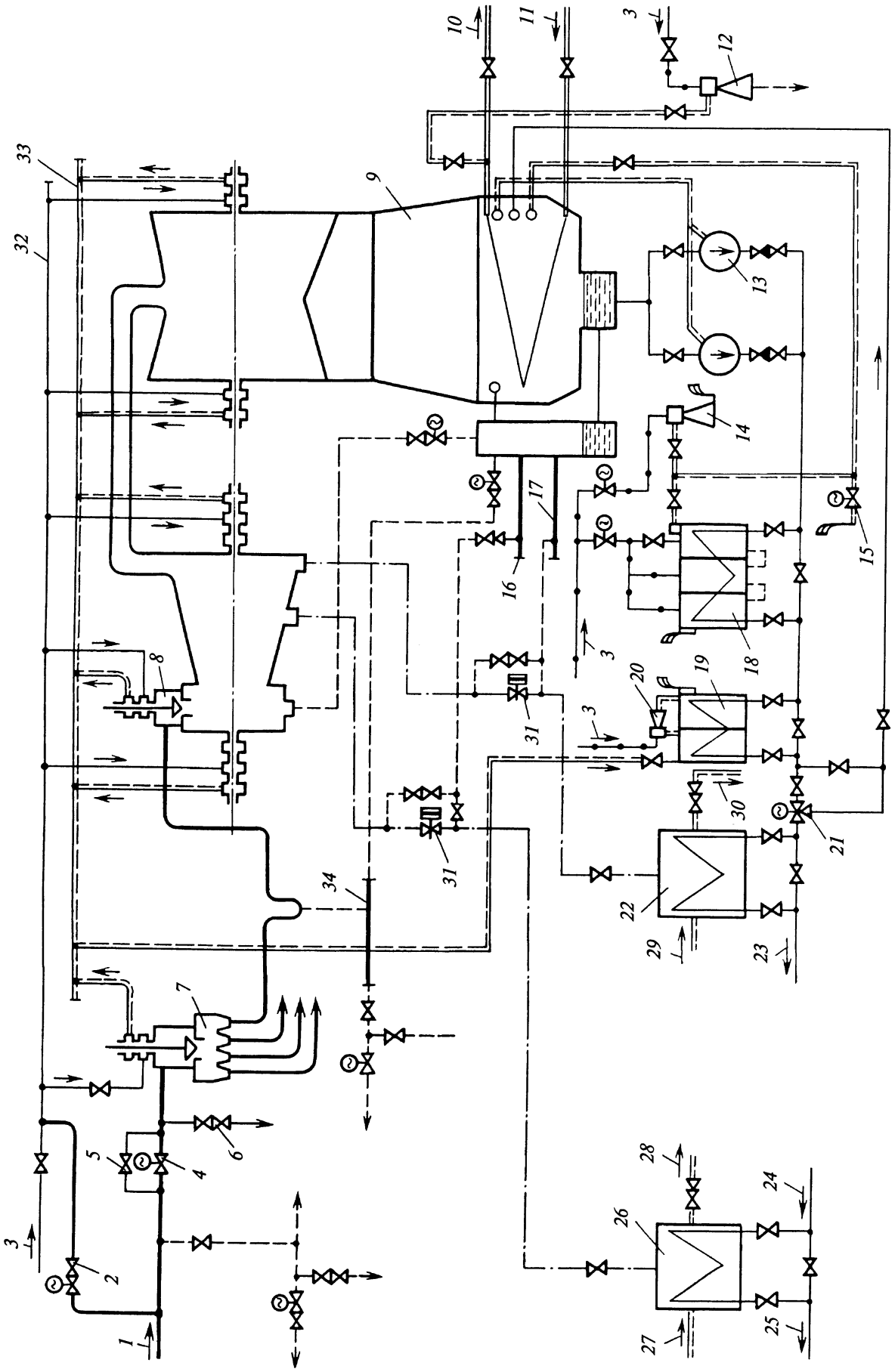


Рис. 13.2. Принципиальная пусковая схема неблочной ПТУ

1 — свежий пар из коллектора; *2* — вентиль для подмешивания свежего пара к уплотняющему; *3* — пар от деаэратора; *4* — ГПЗ; *5* — байпас ГПЗ; *6* — вентиль обессоливания; *7* — стопорный клапан; *8* — регулирующий клапан; *9* — конденсатор; *10, 11* — отвод и подвод охлаждающей воды; *12* — эжектор циркуляционной системы; *13* — конденсатный насос; *14* — пусковой эжектор; *15* — задвижка для срыва вакуума; *16, 17, 34* — соответственно дренажные коллекторы среднего, низкого и высокого давлений; *18* — пароструйный эжектор; *19* — эжекторный охладитель; *20* — эжектор уплотнений; *21* — клапан рециркуляции; *22* — первый ПНД; *23* — конденсат во второй ПНД; *24* — питательная вода из деаэратора; *25* — питательная вода во второй ПВД; *26* — ПВД; *27, 29* — отсос воздуха из следующего подогревателя; *28, 30* — отсос воздуха из подогревателя; *31* — обратный клапан с принудительным закрытием; *32* — коллектор уплотнений пара; *33* — коллектор отсоса паровоздушной смеси из уплотнений

13.3.3. Пуск ПТУ

Приступать к пуску турбоустановки можно только при отсутствии запрещений на пуск, изложенных в § 13.2. Пуск турбины состоит из четырех основных этапов:

1) подготовительного, охватывающего период от первых проверочных операций до приведения ротора во вращение;
2) разворота и доведения частоты вращения до синхронной;
3) синхронизации и нагружения турбины;
4) подключения при определенной мощности теплофикационной установки и нагружения турбины до заданной мощности.

Подготовка к пуску предусматривает проверку общего состояния турбоустановки и теплофикационной установки, отсутствия каких-либо незаконченных работ, исправности приборов и сигнализации. Убедившись в готовности оборудования к пуску, приступают к прогреву паропроводов от станционного парового коллектора до ГПЗ (см. рис. 13.1).

Перед подачей пара в прогреваемый паропровод при пуске турбины из холодного состояния его температура равна температуре окружающей среды, т.е. составляет несколько десятков градусов. *При подаче в паропровод горячего пара происходит его мгновенная конденсация.* Интенсивность теплообмена между пленкой образующегося конденсата и внутренней поверхностью чрезвычайно велика. Внутренняя поверхность практически сразу приобретает температуру конденсата, которая равна температуре насыщения. Внешние слои трубопровода при этом остаются холодными. Поэтому разность температуры внутренней поверхности паропровода и средней температуры его сечения оказывается большой, в результате чего мгновенно возникают очень высокие температурные напряжения — происходит тепловой удар. *Циклическое повторение тепловых ударов приводит к появлению трещин малоцикловой усталости, их развитию и разрушению паропровода.*

Пример 13.1. Пусть, например, в общестационарном коллекторе свежего пара давление 12,8 МПа, температура 555 °С. Оценим напряжения, возникающие на внутренней поверхности паропровода при подаче в него пара с этими параметрами, если начальная температура паропровода $t_0 = 30$ °С. Материал паропровода — сталь 12Х1МФ с характеристиками: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_т = 13 \cdot 10^{-6}$ 1/К; $\mu = 0{,}3$. Давлению 12,8 МПа соответствует температура насыщения $t_н = 330$ °С. Следовательно, возникают температурные напряжения (см. § 11.8).

$$\sigma = -\frac{\alpha_т E}{1-\mu}(t_н - t_0) = -\frac{13 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{1-0{,}3}(330-30) =$$

$$= -1150 \text{ МПа}.$$

Эти напряжения более чем в 3 раза превышают предел текучести для этой стали, находящийся на уровне 350 МПа.

Поэтому *на первых этапах пуска в прогреваемом паропроводе необходимо иметь низкое давление*, которому будут соответствовать малая температура насыщения и, следовательно, малые температурные напряжения в паропроводе. Этого добиваются путем открытия дренажей (вентили *2* и *3* на рис. 13.1) и постепенного открытия байпаса магистральной задвижки *1*.

Прогрев паропровода на сниженном давлении (примерно 0,5—1 МПа) ведут до прекращения массовой конденсации, когда паропровод прогреется до температуры насыщения. Далее путем постепенного открытия байпаса магистральной задвижки повышают давление в паропроводе (скорость повышения давления оговорена в каждой пусковой инструкции и обычно составляет 0,1—0,2 МПа/мин). Управляя дренажами паропровода, как описано выше, доводят давление в нем до номинального. После этого открывают магистральную задвижку, а ее байпас закрывают.

Аналогичным образом прогревают участок паропровода (перепускные трубы) от ГПЗ до стопорного клапана. Обычно время прогрева всего паропровода составляет в зависимости от параметров пара от 40 мин до 1,5 ч. Период прогрева паропроводов совмещают с другими подготовительными операциями с таким расчетом, чтобы к моменту окончания прогрева паропровода все подготовительные операции были закончены (это экономит расход электроэнергии и тепла на собственные нужды ПТУ).

Важнейшей и одной из самых длительных по времени операций является пуск конденсационной установки (см. рис. 13.2), который начинают с пуска циркуляционных насосов. В простейшем случае для этого необходимо заполнить их водой и включить. Во многих случаях этого оказывается недостаточно: насосы поднимают охлаждающую воду на некоторую высоту, но не могут заполнить и прокачать воду через него. Для того чтобы они могли это сделать, *необходимо заполнить систему насосами технической воды, создать сифон и*

после этого запустить циркуляционный насос. Тогда вода, движущаяся сплошным потоком в сбросном циркуляционном трубопроводе, будет оказывать дополнительное всасывающее действие, что обеспечит нормальную работу циркуляционных насосов. Для облегчения создания сифона включается эжектор *12* (см. рис. 13.2) циркуляционной системы, рабочий пар для которого берут либо от уравнительной линии деаэраторов, либо из паропровода свежего пара. После отсоса воздуха из водяной системы конденсатора его заполняют циркуляционной водой (под действием атмосферного давления), а затем включают в работу циркуляционные насосы. Далее *пускают в ход конденсатные насосы 13.* Для этого предварительно в конденсатор *9* добавляют химически очищенную воду (до уровня, предусмотренного инструкцией), открывают воздушники насосов на паровое пространство конденсатора и опробуют конденсатные насосы и их блокировки на холостом ходу (при закрытых напорных задвижках). После этого закрывают задвижку перед клапаном автоматической рециркуляции *21* в конденсатор, но открывают задвижку ручной рециркуляции. Это необходимо для того, чтобы при отсутствии подачи пара в конденсатор не произошла полная откачка конденсата с последующим срывом конденсатных насосов. После создания контура рециркуляции конденсатные насосы пускаются в нормальный режим работы. Затем приступают к созданию в конденсаторе и турбине вакуума. Для этого используют пусковой *14* и основной *18* эжекторы. На пусковой эжектор сначала подают пар (либо свежий, либо из уравнительной линии деаэраторов), а затем открывают задвижки на линии отсоса паровоздушной смеси из конденсатора. После создания пусковым эжектором в конденсаторе небольшого вакуума (примерно 13—20 кПа) включают в работу основной эжектор *18.*

Пуск многоступенчатого парового эжектора производят в следующем порядке. При циркулирующем через холодильники эжекторов конденсате и залитом сифоне холодильника подается рабочий пар на последнюю по ходу паровоздушной смеси ступень эжектора и открывается отсос паровоздушной смеси из конденсатора. Затем последовательно через определенные промежутки времени подается пар на предыдущие ступени эжектора.

В период набора вакуума с помощью пускового и основного эжекторов (и прогрева паропровода) проверяют работу элементов системы маслоснабжения, смазки, защиты и регулирования. Проверяются работа пускового масляного насоса (если основной насос расположен на валу турбины), резервного и аварийного, работа масляного реле давления и исправность электрических блокировок.

При работающих насосах смазки проверяют работу валоповоротного устройства, включая его электродвигатель и вводя в зацепление шестерни устройства и вала турбины. При вращении ротора валоповоротным устройством прослушивают стетоскопом турбину (проверяют отсутствие задеваний в проточной части и концевых уплотнениях). После проверки работы валоповоротного устройства оно отключается.

Проверка систем защиты и регулирования выполняется при закрытых ГПЗ и ее байпасе и отсутствии давления перед стопорным клапаном во избежание разгона турбины. Проверяется закрытие стопорного клапана и обратных клапанов на линиях отборов при воздействии на золотники автомата безопасности кнопками у турбины и кнопкой дистанционного отключения. Проверяется плавность хода регулирующих клапанов под воздействием механизма управления как от ручного привода, так и дистанционного управления.

После проверки работы валоповоротного устройства появляется возможность ускорения набора вакуума, при котором допускается подача пара в турбину. Для этого ротор турбины снова приводят во вращение посредством валоповоротного устройства, из коллектора уплотнений подают пар на уплотнения турбины и включают эжектор уплотнений для отсоса паровоздушной смеси из последних камер концевых уплотнений турбины и штоков клапанов. Необходимо подчеркнуть, что *подача пара на уплотнения при неподвижном роторе категорически запрещена,* поскольку это вызовет неизбежный тепловой изгиб ротора и интенсивную вибрацию при попытке поднять частоту вращения.

Непосредственно перед толчком ротора необходимо механизм управления турбины поставить в положение минимальной частоты вращения; тогда при развороте турбины, когда вступит в работу система регулирования, частота вращения будет минимальной и меньше номинальной. В дальнейшем механизмом управления можно будет плавно довести частоту вращения до синхронной.

Регулятор давления в отборе следует отключить, при этом клапаны ЧНД (или регулирующая диафрагма) полностью откроются и этап разворота и частично нагружения будет происходить так же, как и при пуске конденсационной турбины. Непо-

средственно перед пуском необходимо взвести автомат безопасности и открыть дренажи на воронку из корпуса турбины и перепускных труб.

Приведение ротора во вращение (толчок ротора) можно производить различными способами. Наиболее простым является толчок открытием одного из регулирующих клапанов: в этом случае можно очень тонко регулировать расход пара и точно поддерживать необходимую частоту вращения. Однако такой способ плох тем, что пар, выходящий из одной группы сопл, несимметрично обогревает корпус, вызывая его коробление. Поэтому этот способ практически не применяют.

Для турбин малой мощности и на умеренные начальные параметры пара для разворота турбины часто используют стопорный клапан. Такой способ особенно удобен в том случае, когда стопорный клапан имеет специальный небольшой клапан для тонкой регулировки расхода пара.

Наиболее часто для приведения турбины во вращение используют байпас ГПЗ, которым подают пар в турбину через все сопловые сегменты. Это не только обеспечивает симметричный обогрев корпуса в области паровпуска, но и уменьшает интенсивность теплообмена между паром и внутренней поверхностью сопловых коробок (поскольку то же количество пара проходит, не через один, а через несколько сегментов, и тогда его скорость будет меньше).

В момент начала вращения ротора, когда в турбину начинает поступать свежий пар, в ней происходят такие же тепловые явления, как и в паропроводе. Поскольку корпус турбины холодный, происходит интенсивная конденсация пара, поэтому конденсат необходимо отводить из корпуса через дренажи.

Интенсивность теплового удара, возникающего при конденсации пара в холодной турбине, зависит от давления в камере регулирующей ступени. Это давление будет тем меньше, чем меньше требуется пара для начала вращения ротора. Углубление вакуума в турбине перед подачей пара и достаточный разогрев масла, идущего к подшипникам, уменьшают силы трения и давление в камере регулирующей ступени, возникающее в момент начала вращения ротора.

Подъем частоты вращения ведут в соответствии с графиком пуска. Разгон ротора до номинальной частоты вращения производят не непрерывно, а руководствуясь следующими правилами:

1. В процессе разворота производятся выдержки, при которых частота вращения остается неизменной. Эти выдержки необходимы для равномерного прогрева ротора и корпуса турбины, для удержания в допустимых пределах относительного удлинения ротора и температурных напряжений в роторе и корпусе. Необходимость прогрева ротора на малых частотах вращения особенно важна для пуска из холодного состояния, когда из-за высокой критической температуры хрупкости материала ротора имеется опасность хрупкого разрушения (см. § 17.2). В начальный период пуска из холодного состояния необходима выдержка для удаления из корпуса турбины образующегося конденсата.

2. Критические частоты валопровода следует проходить быстро, не давая развиться интенсивным колебаниям.

3. При появлении повышенной вибрации следует снизить частоту вращения и прогреть турбину при этой частоте. В большинстве случаев повышенная вибрация при пуске возникает из-за временного теплового прогиба вала или временного короблення корпуса вследствие несимметричного прогрева. Если при последующей попытке увеличить частоту вращения вибрация не возникает, то можно продолжать повышать частоту вращения. В противном случае турбину надо остановить и выяснить причину повышенной вибрации.

4. В процессе разворота необходимо периодически прослушивать турбину стетоскопом. При возникновении задеваний необходимо снизить частоту вращения. При прекращении задеваний следует дополнительно прогреть турбину и опять поднять частоту вращения. Если задевания ликвидировать не удается, то следует остановить турбину и выяснить их причину.

5. В процессе разворота необходимо внимательно следить за работой всех систем турбины и конденсатора, за температурным состоянием корпуса турбины. Особенно внимательно надо следить за уровнем конденсата в конденсаторе, не допуская его повышения за счет увеличивающегося расхода пара; избыток конденсата следует отводить в деаэратор, если химическим анализом подтверждается нормальное качество конденсата.

Температура масла на входе и выходе из подшипников должна тщательно контролироваться. На первом этапе пуска, в частности, при опробовании масляной системы, охлаждающая вода на маслоохладитель не подается, поскольку температура масла и так мала и его смазочные свойства недостаточны. Пуск турбины разрешается только по достижении значений температуры масла, не менее 30 °С.

В дальнейшем температура масла будет повышаться за счет потерь трения в масле при вращении ротора, и поэтому в определенный момент на маслоохладители следует подать охлаждающую воду. Обычно на выходе из маслоохладителя поддерживается температура масла на уровне 45 °С, а на выходе из подшипников — не более 65 °С.

Разница температур верха и низа цилиндра строго ограничивается для каждой турбины. *Обычно предельно допустимое значение разности верха и низа цилиндра находится на уровне 50* °С, причем требуется продолжать прогрев до уменьшения этой разности до 30—35 °С. Так же строго ограничивается разность температур фланца и шпильки, обычно не выходящая за рамки 20—30 °С.

Работа турбины вблизи номинальной частоты вращения называется холостым ходом. При холостом ходе турбина мощности не вырабатывает, а вся энергия поступающего пара расходуется на преодоление трения в масляном слое подшипников и трение ротора турбины о пар. При таком режиме пар, протекающий через турбину, сильно разогревается, а температура выходной части повышается. Это грозит появлением расцентровок и повышением вибрации. Поэтому время холостого хода по возможности ограничивают.

С помощью механизма управления доводят частоту вращения ротора турбины до синхронной и на этой частоте проводят вторичную проверку работы системы защиты и системы регулирования.

В процессе всех проверок турбина должна работать устойчиво. *При неустойчивом холостом ходе эксплуатация турбины запрещается.* Опробуются кнопка ручного выключателя турбины и кнопки дистанционного отключения турбины со щита. При этом должны закрыться стопорные и регулирующие клапаны, а частота вращения должна медленно уменьшаться. Воздействием на электрические контакты проверяют срабатывание реле осевого сдвига и работу реле давления. Воздействием на механизм управления проверяют плавность перемещения регулирующих клапанов.

Последней операцией перед синхронизацией турбины является проверка срабатывания автомата безопасности на холостом ходу путем подачи к бойкам масла для выбивания бойка или смещения кольца (см. § 12.2). *Работа турбины с неисправным автоматом безопасности не допускается.*

После синхронизации машины и включения ее в сеть начинается немедленный **набор нагрузки** в соответствии с пусковой инструкцией. В процессе пуска необходимо осуществлять контроль всех параметров, перечисленных при рассмотрении этапа разворота турбины.

Следует подчеркнуть, что если для турбины небольшой мощности наиболее ответственным является этап начала вращения и прогрева турбины на малой частоте, а процесс нагружения не вызывает больших затруднений, то для мощных турбин наиболее ответственным является этап нагружения, когда с ростом расхода пара через турбину резко увеличивается интенсивность теплообмена. При повышенных толщине корпуса и увеличенном диаметре ротора в них возникают значительные температурные напряжения, которые ограничивают скорость нагружения. Поэтому машинист турбины должен строго придерживаться графика нагружения, составленного и проверенного при отладке режимов. В процессе нагружения особенно внимательно необходимо следить за относительным удлинением ротора и при условиях, предусмотренных инструкцией, включать обогрев фланцевых соединений. При этом столь же внимательно следует наблюдать за разностью температур фланца и шпилек, чтобы, подавая пар на обогрев шпилек, удерживать ее в определенных пределах.

В процессе разворота и нагружения турбины, когда расход пара в конденсатор непрерывно увеличивается, необходимо прикрывать клапан на линии рециркуляции конденсата в конденсатор, переводя конденсат на ПНД и деаэратор. При достаточном расходе пара включают в работу автоматический клапан рециркуляции *21* (см. рис. 13.2), а клапан ручной рециркуляции закрывают. В дальнейшем уровень конденсата в конденсатосборнике поддерживается автоматически.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, для теплофикационных турбин необходимо включить регуляторы давления пара в отборах, затем после проверки работы обратных клапанов открыть задвижки на линиях регулируемых отборов и подать пар на производство или в сетевые подогреватели. Этот этап одинаков для пуска неблочных и блочных турбин, и он рассматривается ниже.

13.4. ПУСК БЛОЧНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ТЭЦ

13.4.1. Особенности пусков энергоблоков

Особенности пусков энергоблоков связаны прежде всего с различиями в тепловых схемах энергоблоков и ПТУ неблочного типа. В блочной установке работа котла и работа турбины жестко связаны: пар,

вырабатываемый котлом, может быть использован только в турбине энергоблока (или не использован вообще), а турбина может получить пар только из котла данного энергоблока. Поэтому пуск котла и пуск турбины в энергоблоке стремятся совместить. Но условия надежной работы турбины и котла различны: если турбина может работать даже при весьма малых расходах пара, то надежная работа котла может быть обеспечена только при значительном расходе питательной воды. Таким образом, на ряде этапов пуска котел вырабатывает пар, который турбина не может использовать. Поэтому предусматриваются специальные устройства для обвода (байпасирования) турбины и сброса пара в конденсатор.

Пусковой обвод принципиально позволяет вести пуск энергоблока точно так же, как и пуск неблочных ПТУ. Для этого необходимо сбрасывать пар в конденсатор и поднимать параметры пара за котлом до тех пор, пока они не достигнут номинальных значений. Однако, во-первых, это будет очень неэкономично, а во-вторых, приведет к резкому усложнению оборудования станции. *Поэтому пуск блочных установок из холодного состояния всегда осуществляют на скользящих параметрах*, когда в процессе всего пуска и температура, и давление пара за котлом (перед турбиной) постепенно изменяются, достигая своих номинальных значений только при номинальной нагрузке или близкой к ней.

В схему энергоблока органически входит не только котел, но и весь конденсатно-питательный тракт с его оборудованием: деаэраторами, питательной установкой и ПВД. Поэтому при пуске энергоблока необходимо заботиться о пуске этого оборудования и его резервировании посторонними источниками пара, когда энергоблок еще не работает.

Кроме ограничивающих факторов, аналогичным тем, которые действуют в неблочной ПТУ, при пуске энергоблоков возникают дополнительные.

Прежде всего, ПТУ при блочной схеме существенно сложнее, чем ПТУ неблочного типа: во многих случаях они выполняются с промежуточным перегревом, с большим числом цилиндров и сложной системой регенерации. Во многих случаях режим пуска определяется условиями работы не ЦВД, а ЦСД.

Важное значение при пусках приобретает безопасный прогрев паропроводов и арматуры, которые, при использовании пара сверхкритического давления, имеют толстые стенки, вследствие чего в них возникают высокие температурные напряжения.

Режим пуска энергоблока может диктоваться и условиями работы котла: надежностью работы поверхностей нагрева, барабана, сепаратора, пароперегревателя и т.д.

13.4.2. Пусковые схемы энергоблоков

К пусковым схемам энергоблоков предъявляется ряд жестких требований. Пусковая схема должна обеспечивать возможность пуска из любого состояния, т.е. после простоя любой продолжительности. Для этого паропроводы и турбину снабжают большим количеством дренажей, системами прогрева паропроводов, фланцев, шпилек и т.д. Пуск должен быть надежным и экономичным. Должен обеспечиваться нормальный водный режим энергоблока, при котором нормально работают тепловоспринимающие поверхности котла, а в турбине не появляются отложения.

Прежде чем перейти к рассмотрению пусковых схем, рассмотрим очень кратко технологическое оборудование блока, которое еще не упоминалось, в той мере, в какой это необходимо для понимания процесса пуска энергоблока.

На электростанциях используются дубль- и моноблоки.

Дубль-блок состоит из двух котлов, и одной турбины. Моноблок включает один котел и одну турбину. Выбор схемы энергоблока является сложной технико-экономической задачей, при решении которой необходимо учитывать требуемые электрические и тепловые нагрузки, капиталовложения в котлы и турбины, надежность работы котлов и турбин. В частности, дубль-блоки позволяют обеспечить более надежное теплоснабжение, не прибегая к внешним источникам тепла. Немалое значение имеет то обстоятельство, что теплофикационные ПТУ часто проектируют с использованием котлов, созданных ранее для конденсационных энергоблоков. Приведем конкретные примеры.

Пример 13.1. Турбину Т-110/120-12,8 ТМЗ мощностью 110 МВт включают в состав ТЭЦ не только по неблочной схеме с питанием от общего коллектора, но и по схеме теплофикационного моноблока с котлом соответствующей производительности. Турбину Т-185/220-12,8 ТМЗ, не имеющей промежуточного перегрева, подключают к двум котлам примерно такой же паропроизводитель-

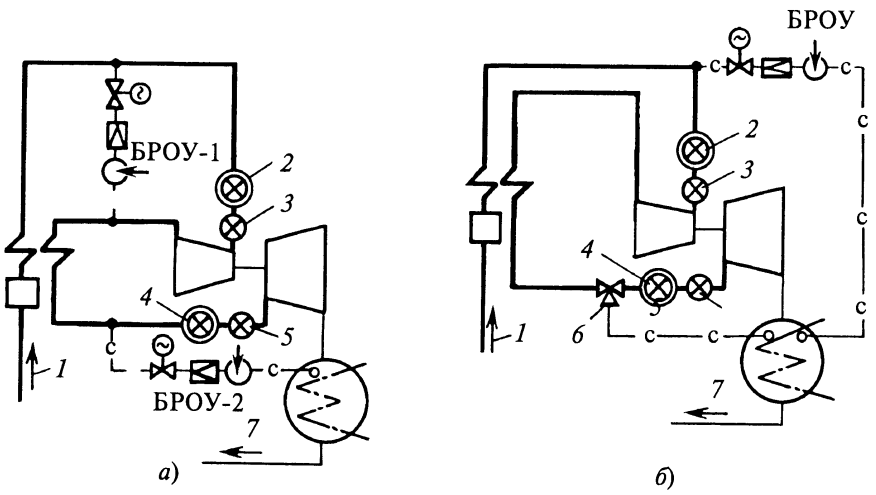


Рис. 13.3. Принципиальные пусковые схемы энергоблоков

а — двухбайпасная; *б* — однобайпасная; *1* — питательная вода в котел; *2*, *3* — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; *4*, *5* — то же ЦСД; *6* — сбросной клапан; *7* — конденсат в систему регенерации

ности, как и котлы для моноблоков Т-110/120-12,8 ТМЗ. Турбину Т-250/300-23,5 используют в схеме моноблока с котлом, спроектированным ранее для конденсационной турбины К-300-23,5.

Энергоблоки строятся с барабанными и прямоточными котлами.

Барабанные котлы по сравнению с прямоточными позволяют при пуске получать пар более низких параметров, что облегчает пуск из холодного состояния, предъявляют умеренные требования к качеству питательной воды, поскольку соли из цикла выводятся путем продувки барабана, обладают большой аккумулирующей способностью, что облегчает резкие наброс нагрузки при регулировании частоты сети. Однако они имеют и ряд недостатков: барабан котла имеет толстую стенку, ослабленную многочисленными отверстиями под трубную систему. Поэтому при быстрых пусках и изменениях нагрузки в стенке барабана возникают высокие температурные напряжения. При их многократном повторении возникает опасность появления трещин термической усталости. Для снижения температурных напряжений при переходных режимах требуется ограничивать скорость пуска. Кроме того, применение барабанных котлов с естественной циркуляцией ограничивается давлением на уровне 17—18 МПа, поскольку при больших давлениях нарушается естественная циркуляция воды в экранах котла.

Прямоточные котлы могут строиться на любые давления. Наиболее толстостенным элементом прямоточного котла является встроенный сепаратор пара, однако толщина его стенки все-таки меньше, чем барабана барабанного котла. Поэтому прямоточный котел имеет меньше ограничений по скорости пуска, чем барабанный. Серьезным недостатком прямоточного котла является требование высокого качества питательной воды. При пуске энергоблока с прямоточным котлом необходимость обеспечения циркуляции воды под полным давлением в радиационной части котла требует создания внешнего контура циркуляции, что приводит к большим потерям тепла.

Пусковые схемы принято делить на однобайпасные и двухбайпасные.

При создании первых энергоблоков с промежуточным перегревом пара использовали двухбайпасные пусковые схемы. Такая схема (рис. 13.3, *а*) содержит два обвода: БРОУ-1 перепускает пар из паропроводов свежего пара в холодные нитки промежуточного перегрева, а БРОУ-2 — из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор. При пуске турбины в быстродействии БРОУ нет необходимости. Однако эти устройства используются не только при пусках, но и при резких сбросах нагрузки и аварийных режимах, когда клапаны ЦВД и ЦСД ограничивают пропуск пара в турбину, а котел продолжает его вырабатывать. В этих случаях и необходимо быстродействие. БРОУ, особенно для энергоблоков сверхкритического давления пара, является сложным, дорогим и не всегда достаточно надежным устройством. Его схема показана на рис. 13.4. Пропуск пара через БРОУ регулируется дроссельным клапаном *1*. Уменьшение давления пара осуществляется в дроссельных решетках *2*, установленных внутри корпуса БРОУ. Для охлаждения пара через регулирующий клапан *4* внутрь БРОУ впрыскивается конденсат через форсунки *3*.

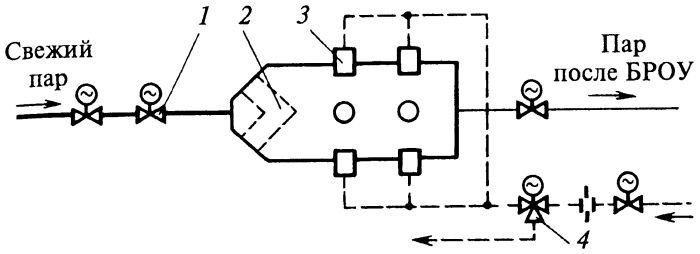


Рис. 13.4. Схема БРОУ

В особенно тяжелых условиях работает БРОУ при сбросе нагрузки, когда в нее внезапно подается пар высокой температуры. Чтобы обеспечить ее термоусталостную прочность, БРОУ все время поддерживают в горячем состоянии, что требует постоянного расхода пара и снижает экономичность энергоблока. Несинхронность подачи в БРОУ пара и впрыска конденсата приводит к попаданию на горячую поверхность относительно холодной воды и возникновению трещин.

Опыт эксплуатации показал, что основное требование использования двух БРОУ связано с необходимостью охлаждения труб промежуточного пароперегревателя на режимах малых расходов пара, так как повышение температуры пара при малом его расходе приводит к выходу из строя пароперегревателя. Усовершенствование конструкции котла, в результате которого промежуточный перегреватель был вынесен в область пониженных температур, где он мог работать без охлаждения потоком пара, позволило перейти к однобайпасной пусковой схеме (рис. 13.3, *б*). В этой схеме байпасирование свежего пара производится непосредственно в конденсатор, а обеспаривание тракта промежуточного перегрева производится с помощью сбросных клапанов.

Энергоблоки с турбинами Т-180/210-12,8 ЛМЗ и Т-250/300-23,5 ТМЗ выполняются с однобайпасной пусковой схемой. Естественно, что теплофикационные энергоблоки, не имеющие промежуточного перегрева пара, выполняются только с однобайпасной пусковой схемой.

13.4.2.1. Пусковая схема блока с барабанным котлом. На рис. 13.5 показана упрощенная однобайпасная пусковая схема блока с барабанным котлом. Для простоты показано только по одной нитке свежего пара и пара промежуточного перегрева, по одному стопорному и регулирующему клапану ЦВД и ЦСД, по одному эжектору и конденсатному насосу. Не изображены регулируемые отборы и теплофикационная установка (пуск идет на конденсационном режиме), схемы уплотнений (концевых и штоков клапанов) и конденсационной установки, аналогичные схемам, показанным на рис. 13.2. Не показаны также линии отсоса воздуха из подогревателей.

Насыщенный пар из барабана *1* перегревается в перегревателе и по паропроводу направляется к стопорному клапану *8*. На каждом из паропроводов установлены пусковая задвижка *6* и ее байпас *7*. Между паропроводами свежего пара установлена перемычка, к которой подключена БРОУ, перепускающая свежий пар в обход турбины в конденсатор.

Перед стопорно-регулирующими клапанами ЦСД *25* на каждом из паропроводов установлено по сбросной задвижке *24*, которые направляют пар из тракта промежуточного перегрева в конденсатор *15* турбины (в его пускосбросное устройство *16*).

При нормальной работе энергоблока пар для работы основного эжектора *17* и эжектора уплотнений *13* берется из работающего деаэратора *3*. При пуске турбины указанные источники пара не могут быть использованы, и тогда необходимо брать пар от постороннего источника (соседнего энергоблока или общестанционной паровой магистрали). Этот же пар используется и для деаэрации питательной воды при пусках, работы эжекторов циркуляционной системы и пускового эжектора.

Для возможности прогрева паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева, паропроводов подвода пара к БРОУ, стопорного клапана, перепускных труб к регулирующим клапанам, стопорно-регулирующих клапанов ЦСД предусмотрены дренажи, которые объединены в коллекторе *26*, подключенном к расширителю дренажей точно так же, как и в схеме на рис. 13.2.

Характерной особенностью схемы с барабанным котлом является отсутствие необходимости внешней циркуляции питательной воды при его розжиге. Если барабан котла заполнен водой, а в его топке включены горелки, то начнется естественная циркуляция питательной воды из барабана по опускным трубам (расположенным вне топки) и затем по подъемным трубам (расположенным в топке) в барабан. За счет тепла горящего топлива будет происходить образование пара в барабане, причем важно, что при отсутствии расхода пара из котла (в начале пуска) не требуется подача в него питательной воды.

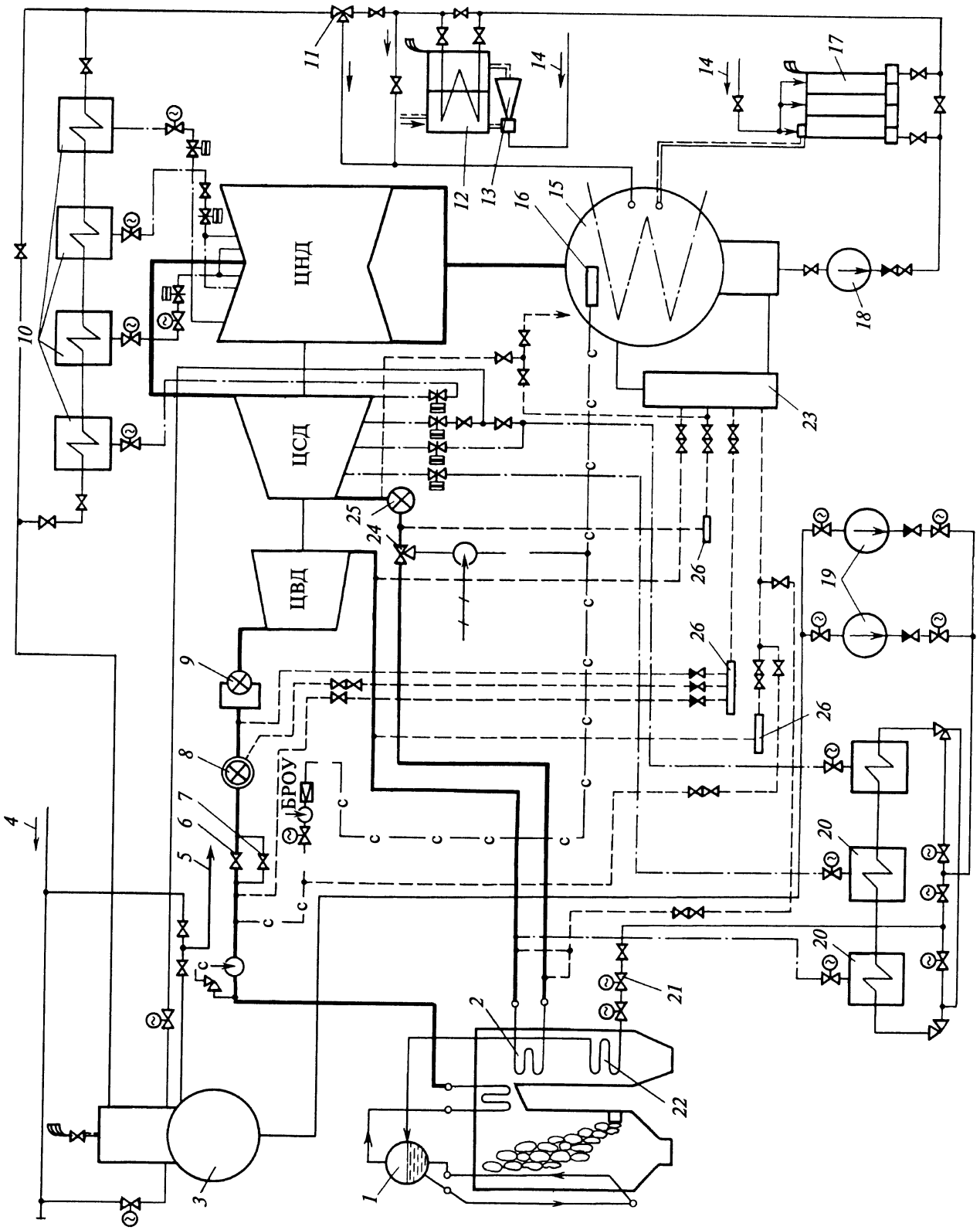


Рис. 13.5. Упрощенная пусковая схема блока с барабанным котлом

1 — барабан; *2* — промежуточный пароперегреватель; *3* — деаэратор; *4* — пар от постороннего источника; *5* — пар на эжекторы; *6* — ГПЗ; *7* — байпас ГПЗ; *8* — стопорный клапан; *9* — регулирующий клапан; *10* — ПНД; *11* — клапан рециркуляции; *12* — эжекторный охладитель; *13* — эжектор уплотнений; *14* — пар от деаэратора; *15* — конденсатор; *16* — пускосбросное устройство; *17* — эжектор; *18* — конденсатный насос; *19* — питательные насосы; *20* — ПВД; *21* — питательный клапан; *22* — экономайзер; *23* — расширитель; *24* — сбросная задвижка; *25* — комбинированный стопорно-регулирующий клапан ЦСД; *26* — дренажные коллекторы

13.4.2.2. Пусковая схема с прямоточным котлом. На рис. 13.6 показана пусковая схема моноблока с прямоточным котлом на сверхкритическое давление пара и с одним обводом. На перемычке паропроводов свежего пара, устанавливают БРОУ, которая при пусках и сбросах нагрузки направляет пар непосредственно в пускоприемное устройство конденсатора. Для обеспаривания тракта промежуточного перегрева при сбросах нагрузки служат сбросные клапаны, направляющие пар также в конденсатор.

В отличие от барабанного, прямоточный котел не может работать при малом расходе питательной воды через топочные экраны. Нормальная работа прямоточного котла возможна только при расходе воды на уровне 30 % номинального и достаточно большом давлении. Это требует создания при пуске котла циркуляции нагреваемой среды. Поэтому для пуска котел оборудуется специальным растопочным узлом, состоящим из встроенной задвижки, дроссельного клапана *Д-1*, встроенного сепаратора, дроссельного клапана *Д-3*, дроссельной задвижки *Д-2* и растопочного расширителя, в котором поддерживается давление около 2 МПа.

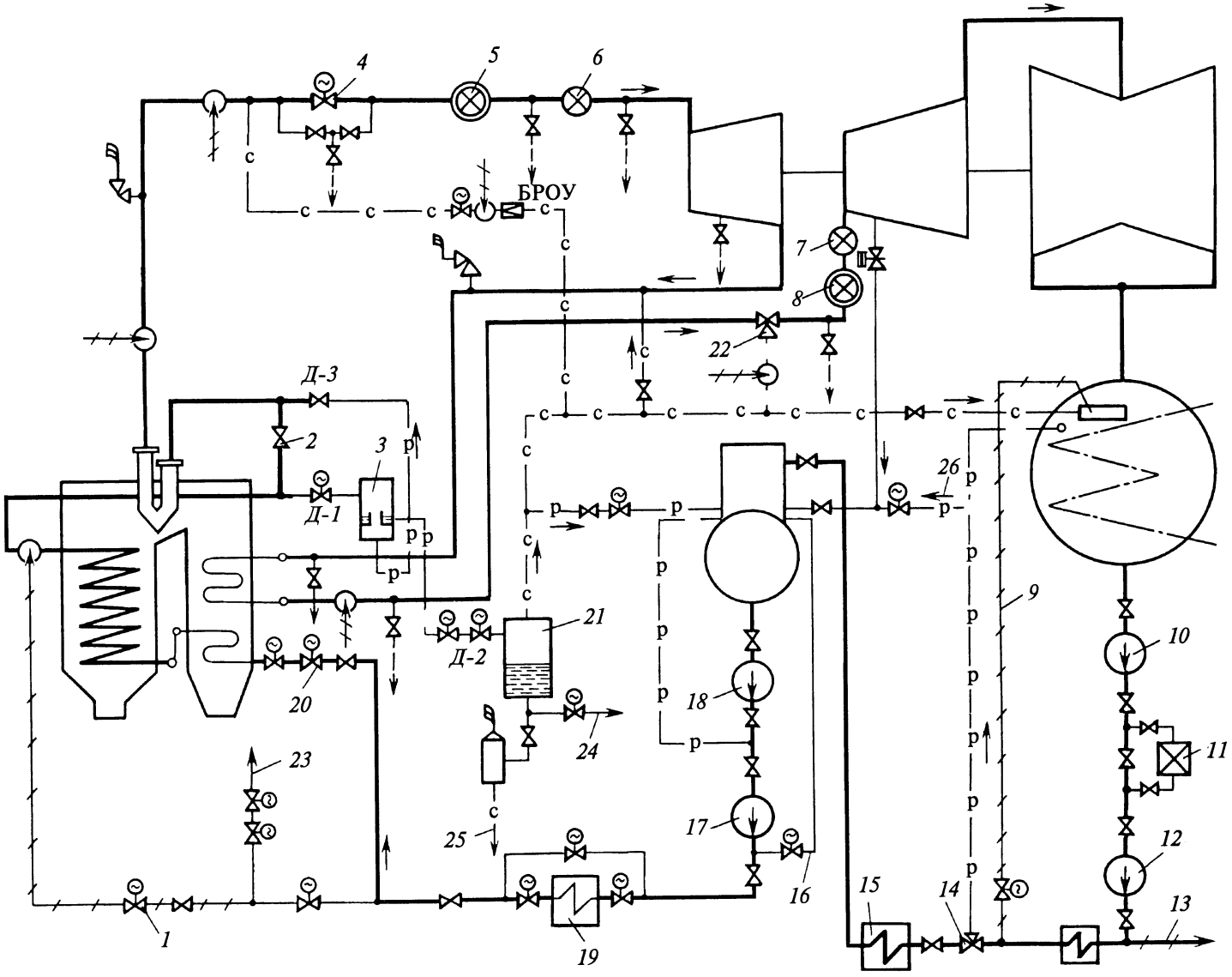


Рис. 13.6. Принципиальная пусковая схема моноблока с прямоточным котлом

1 — регулирующий клапан впрыска; *2* — встроенная задвижка; *3* — встроенный сепаратор; *4* — ГПЗ; *5* — стопорный клапан ЦВД; *6* — регулирующий клапан ЦВД; *7* — стопорный клапан ЦСД; *8* — регулирующий клапан ЦСД; *9* — линия впрыска в конденсатор; *10*, *12* — конденсатные насосы: *11* — БОУ; *13* — на впрыск в БРОУ; *14* — клапан рециркуляции; *15* — группа ПНД; *16* — линия рециркуляции; *17* — питательный насос; *18* — бустерный насос; *19* — группа ПВД; *20* — регулирующий питательный клапан котла; *21* — растопочный расширитель; *22* — сбросной клапан; *23* — питательная вода в деаэратор; *24* — в конденсатор; *25* — сброс в циркуляционный водовод; *26* — пар от постороннего источника

Встроенная задвижка делит тракт котла на испарительную и перегревательную части. Перед растопкой котла встроенную задвижку и дроссельный клапан *Д-3* закрывают и, несколько открывая дроссельный клапан *Д-1*, создают циркуляцию питательной воды по контуру конденсатор — деаэратор — питательный насос — испарительная часть котла — встроенный сепаратор — расширитель — конденсатор (приведен один из возможных вариантов циркуляции). При зажигании горелок котла сначала происходит нагрев воды, а затем во встроенных сепараторах образуется пар. Приоткрывая дроссельный клапан *Д-3*, подают образующий пар в паропроводы свежего пара.

Тепло конденсата растопочного расширителя, направляемого в конденсатор, отдается циркуляционной воде и поэтому теряется, а образующийся в расширителе пар используется для различных целей: деаэрации питательной воды, прогрева паропровода промежуточного перегрева и т.д.

Пусковая схема оборудована дренажами (на рис. 13.6 не показаны) для возможности доведения паропроводов и арматуры до нужного перед толчком турбины температурного состояния. Дренажи заведены в коллекторы, а коллекторы соединены с расширителем дренажей аналогично тому, как показано на рис. 13.5.

При пусках турбины необходимо обязательно прогревать и паропроводы промежуточного перегрева во избежание конденсации поступающего в них из ЦВД пара и предотвращения возможности заброса конденсата в ЦСД. Выше упоминалось о возможности прогрева тракта промежуточного перегрева паром из растопочного расширителя, который широко используется для этой цели. Наиболее часто для этой цели используют специальную РОУ, снижающую параметры свежего пара и подающую его в тракт промежуточного перегрева.

В настоящее время все шире внедряется способ пуска, при котором до приведения ротора во вращение прогрева тракта промежуточного перегрева не производят, а начинают его после разворота турбины и проводят на малой частоте вращения при закрытых регулирующих клапанах ЦСД; пар, проходя ЦВД, поступает в тракт промежуточного перегрева, прогревает его и затем через сбросные клапаны ЦСД направляется в конденсатор. При этом турбина вращается паром с малой частотой, чтобы не произошел сильный разогрев ЦСД и ЦНД от трения.

13.4.3. Пуск энергоблоков из холодного состояния

Пуск энергоблока из любого состояния начинается с выполнения подготовительных операций и проверки возможности осуществления пуска. На турбоагрегате и вспомогательном оборудовании должны быть закончены ремонтные работы, находиться в полном порядке электрическая часть пускаемых агрегатов, приборы и сигнализация.

Поскольку питание котла производится не от общего коллектора питательной воды, баки запаса должны содержать достаточный запас химически обессоленной воды и конденсата, бак деаэратора должен быть заполнен водой, химводоочистка должна обеспечивать возможность непрерывной подачи химически очищенной воды. Последнее особенно важно для энергоблоков с прямоточным котлом, когда при горячей отмывке поверхностей нагрева определенное время питательная вода сбрасывается в циркуляционный водовод и поэтому требуется постоянная подпитка.

Далее проверяется работа масляных насосов и системы смазки, валоповоротного устройства, систем защиты и регулирования точно так же, как это делается при пуске неблочной установки. Одновременно с проверкой указанных выше систем включается в работу конденсационная установка, как и при пуске неблочной установки. Следует подчеркнуть, что к моменту начала растопки котла необходимо поддерживать вакуум в конденсаторе примерно 45—55 кПа, поскольку пар из БРОУ направляется в конденсатор.

Включают в работу валоповоротное устройство и, прогрев паропроводы подачи пара на концевые уплотнения, подают его на них. Подготавливают к работе группу ПНД, соединяя их паровые пространства последовательно и с паровым пространством конденсатора для отсоса паровоздушной смеси. Включают в работу регулятор уровня воды в конденсаторе и направляют питательную воду в деаэратор. Включают в работу деаэрационную установку, подавая в ее деаэрационные колонки пар от постороннего источника, и питательные насосы. Собирают схему каскадного слива конденсата греющего пара ПВД в конденсатор. Способ дальнейшего пуска зависит от типа котла.

13.4.3.1. Пуск блока с барабанным котлом. Пуск производят по пусковой схеме, приведенной на рис. 13.5. Необходимо приготовить к пуску трубопроводы блока: закрыть ГПЗ *6* и их байпасы *7* на паропроводах свежего пара и задвижки *24* на холодных нитках промежуточного перегрева, подготовить к работе БРОУ, открыть дренажи паропроводов свежего пара, стопорного клапана и перепускных труб ЦВД, холодных и горячих ниток промежуточного перегрева, паропроводов регенеративных отборов, корпуса ЦВД, а также паропроводов БРОУ.

При давлении в конденсаторе турбины 45—55 кПа зажигают горелки котла, и через некоторое время в паропроводы свежего пара начинает поступать пар. Через БРОУ его направляют в конденсатор. В этот период необходимо внимательно следить за температурой выходного патрубка, которая возрастает вследствие сброса пара высокой температуры (обычно температура сбросного пара ограничивается 220 °С, а выходного патрубка 120 °С). На этом этапе скорость прогрева паропроводов ограничивается определенным значением, зависящим от толщины стенок, металла и конструкции (следовательно, от начальных параметров пара). Обычно скорость прогрева ограничивается значением 3—4 °С/мин; она регулируется путем изменения температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева с помощью обводной задвижки в котле. При достаточном давлении в барабане (примерно 0,2 МПа) открывают байпас ГПЗ и прогревают при закрытых регулирующих клапанах стопорный клапан и ГПЗ.

По мере увеличения форсировки котла параметры пара за ним растут. При давлении перед ГПЗ около 1—1,2 МПа и температуре 220—240 °С, а в паропроводах промежуточного перегрева 0,15—0,2 МПа и 180 °С разрешается подача пара в турбину. Приведение турбины во вращение может осуществляться различными способами.

Лучшим способом для равномерного прогрева корпуса является пуск при полностью открытых стопорных и регулирующих клапанах ЦВД и ЦСД путем подачи пара через байпас ГПЗ. Такой способ рассмотрен выше применительно к пускам неблочных ПТУ. Однако для энергоблоков такой способ имеет особенность, связанную с низкими параметрами пара перед ГПЗ. В ряде случаев пропускной способности байпаса не хватает для разгона турбины при фиксированной на период пуска форсировке котла. Поэтому наряду с этим способом нашел применение и способ разгона турбины путем постепенного одновременного открытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (при полностью открытых ГПЗ и стопорных и регулирующих клапанах ЦСД). Отрицательный эффект такого способа в значительной степени сглаживается низкими параметрами пара, когда для приведения ротора во вращение требуется значительное открытие клапанов; обычно в этом случае при подходе к номинальной частоте вращения регулирующие клапаны оказываются полностью открытыми.

Подъем частоты вращения ротора до номинальной производится с соблюдением точно таких же требований, как и при разгоне ротора неблочной турбины. Отличие состоит в том, что в процессе разгона изменяются параметры пара — давление и температура. Следует подчеркнуть, что выдерживание пускового графика по температуре является достаточно трудной операцией и возможно лишь при исправной автоматике пусковых впрысков конденсата в паропровод свежего пара и точном регулировании температуры промежуточного перегрева. Обычно требуется, чтобы отличие температуры задания от реальной температуры было не более чем на ±20 °С.

При достижении частоты вращения 47,5—48,5 1/с температура свежего пара составляет 270—290 °С, давление перед ГПЗ 1—1,3 МПа, температура перед ЦСД 240—260 °С. К этому же времени значительно углубляется вакуум.

Механизмом управления турбина выводится на холостой ход. Осуществляется проверка работы системы защиты и регулирования подобно тому, как это делается для турбоустановок неблочного типа.

Затем генератор включается в сеть и работает с небольшой нагрузкой (примерно 10 МВт). Дальнейший набор нагрузки производится при полностью открытых регулирующих клапанах и всей запорной арматуре до них. Увеличение мощности происходит за счет постепенного повышения в соответствии с графиком температуры и давления пара и производительности котла (пуск на скользящих начальных параметрах). При таком пуске происходит одновременный прогрев паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева. На этом

этапе скорость прогрева паропровода допускается существенно меньшей и составляет 1—1,5 °С/мин. Это связано с повышающейся интенсивностью теплообмена из-за увеличивающегося расхода пара.

По мере нагружения турбины турбоустановку подготавливают к постоянному режиму работы. Через короткое время после включения турбогенератора в сеть (через 15—20 мин), когда исключается возможность конденсации пара в паропроводах, закрывают дренажи паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева и арматуры, расположенной на них.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, когда давление в турбине в месте отбора пара на деаэратор превысит давление в нем, деаэратор переводят с работы паром от постороннего источника на работу паром из отбора. При нагрузке около половины номинальной включают в работу ПВД, предварительно проверив их защиту от переполнения. На определенном этапе подключают теплофикационную установку (см. § 13.5).

13.4.3.1. Пуск энергоблоков с прямоточными котлами. Рассматриваемый пуск из холодного состояния имеет ряд особенностей. Подготовка паропроводов к пуску состоит (см. рис. 13.6) в закрытии ГПЗ и их байпасов, стопорных клапанов ЦСД и БРОУ. Дроссельный клапан *Д-3* на отводе пара из встроенных сепараторов котлов закрывается и начинается растопка котла.

Подача пара для прогрева паропроводов свежего пара производится при температуре питательной воды перед встроенной задвижкой около 260 °С (и при полном давлении питательной воды). Открытие дроссельного клапана *Д-3* должно производиться очень осторожно, поскольку при этом давление в пароперегревателе и паропроводе свежего пара возрастает до 0,3—0,4 МПа, чему соответствует температура насыщения 130—140 °С. При этом возможен тепловой удар и возникают высокие температурные напряжения. Учитывая это обстоятельство, растопку котла часто производят при открытом клапане *Д-3* (давление во встроенном сепараторе регулируется дроссельным клапаном *Д-1*); тогда происходит плавное возрастание давления в последующем тракте. Прогрев паропроводов свежего пара ведут через дренажи при постепенном повышении его параметров.

Так же, как и при пуске из холодного состояния энергоблока с барабанным котлом, требуется прогрев тракта промежуточного перегрева.

Прогрев паропроводов до ГПЗ ведут постепенно в соответствии с допустимыми скоростями прогрева; температура образующегося пара регулируется пусковыми впрысками конденсата.

Пуск паротурбинной установки с прямоточным котлом значительно усложнен его неспособностью выдать устойчиво перегретый пар низких параметров. Давление, при котором на выходе из прямоточного котла образуется перегретый пар, составляет в зависимости от его конструкции 1—3 МПа. Поскольку пар должен быть перегретым не менее чем на 50 °С, температура пара перед началом вращения турбины составляет как минимум 250—300 °С.

Создание таких параметров пара перед ГПЗ и последующий пуск турбины открытием их байпасов либо привели бы к появлению в корпусе стопорного клапана, перепускных трубах и деталях турбины чрезмерно высоких тепловых напряжений, либо значительно удлинили бы время пуска. Поэтому в процессе пуска осуществляют предварительный прогрев стопорного клапана и перепускных труб путем приоткрытия стопорного клапана и подачи пара через байпасы (если они имеются) ГПЗ при открытых дренажах и закрытых регулирующих клапанах ЦВД. При этом происходит и частичный прогрев корпусов регулирующих клапанов. Аналогично производят и предварительный прогрев стопорных и регулирующих клапанов ЦСД паром, поступающим на прогрев тракта промежуточного перегрева.

Приведение во вращение, разворот и первоначальное нагружение турбины осуществляют аналогично тому, как это делается для энергоблока с барабанным котлом. Их можно вести при полностью открытых клапанах (стопорных и регулирующих) ЦВД и ЦСД путем подачи свежего пара через байпас ГПЗ. После его полного открытия открывают ГПЗ и дальнейшее регулирование нагрузки энергоблока производится котлом в соответствии с графиком-заданием по температуре, давлению и расходу пара.

На первом этапе увеличение нагрузки происходит за счет открытия дроссельного клапана *Д-1*. После полного его открытия перед турбиной устанав-

ливается определенное давление. В этот момент необходимо осуществить перевод энергоблока на номинальное давление путем прикрытия регулирующих клапанов для повышения давления перед ними и открытия встроенной дроссельной задвижки *Д-3* при одновременном отключении пусковых сепараторов. Для деталей энергоблока перевод давления является весьма ответственным моментом, так как некоторые из деталей паровпуска (например, корпуса регулирующих клапанов или перепускные трубы, расположенные между регулирующими клапанами и паровпуском турбины) в момент перевода давления могут оказаться недостаточно прогретыми из-за малой интенсивности теплообмена на первых этапах пуска. При резком подъеме давления возрастает температура насыщения, которая может значительно превысить температуру металла клапана. В этом случае произойдет тепловой удар с конденсацией пара. Циклическое повторение таких режимов от пуска к пуску приведет к появлению трещин термической усталости. Поэтому либо этап перевода давления надо осуществлять достаточно длительно, либо использовать другую технологию пуска, исключающую этап перевода давления. Рассмотрим ее на примере пуска энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ. На рис. 13.7 показана полная пусковая схема энергоблока, а на рис. 13.8 — график его пуска из холодного состояния.

Приведение турбины во вращение (момент *2*) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов при достижении давления свежего пара 0,8—1,0 МПа и после получения перегретого свежего пара с температурой примерно 280 °С. Стопорные клапаны ЦВД должны быть прогреты до 180—200 °С. Турбина за 15 мин выводится на частоту вращения 1400 об/мин, температура перед ней с помощью пусковых впрысков питательной воды, начиная с момента *3*, поддерживается на уровне 280 °С, и производится прогрев роторов в течение 30—35 мин. Одновременно ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопорных клапанах ЦСД со сбросом пара в конденсатор. Затем повышается температура пара $t_{пп}$ перед ЦСД, в него подается пар (момент *3*) происходит его прогрев. Заметим, что длительность прогрева роторов ЦВД и ЦСД зависит от температуры верха корпуса ЦСД-1 в районе паровпуска. Если она мала (ниже 100 °С), то длительность прогрева увеличивается до 1,5 ч.

По окончании прогрева турбина выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые проверки, и генератор турбины включается в сеть. Тут же с помощью синхронизатора прикрывают РК № 5 и РК № 6 (см. рис. 11.8), оставляя полностью открытыми только первые четыре клапана, и берут начальную нагрузку не менее 15 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла температура пара перед цилиндрами достигает 270—300 °С и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах включается (момент *5*) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

Последующее нагружение энергоблока ведется на скользящих параметрах. Все бóльшая часть пара из сепараторов котла направляется в турбину, и в момент *7* котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности в момент *8* начинается прогрев турбопитательного насоса и переход на работу с ним в момент *9* (пуск турбины начинается на питательном электронасосе). К моменту *11* исчерпывается пропускная способность пускового узла котла. Поскольку весь этот этап нагружения осуществлялся при четырех полностью открытых регулирующих клапанах (из шести), то исчерпание пропускной способности котла происходит при достижении начального номинального давления. Это позволяет исключить этап перевода турбины с текущего давления на номинальное и избежать опасностей, о которых говорилось выше. Встроенная задвижка котла полностью открывается, а пусковой узел котла отключается. Дальнейший набор мощности осуществляется открытием РК № 5 (см. рис. 11.8). В результате в момент *12* нагружение турбины заканчивается при температуре пара перед цилиндрами 520 °С. Отключают обогрев фланцевых соединений ЦВД и ЦСД-1. В последующие 20 мин температуры t_0 и $t_{пп}$ выводятся на номинальные значения (в момент *13*).

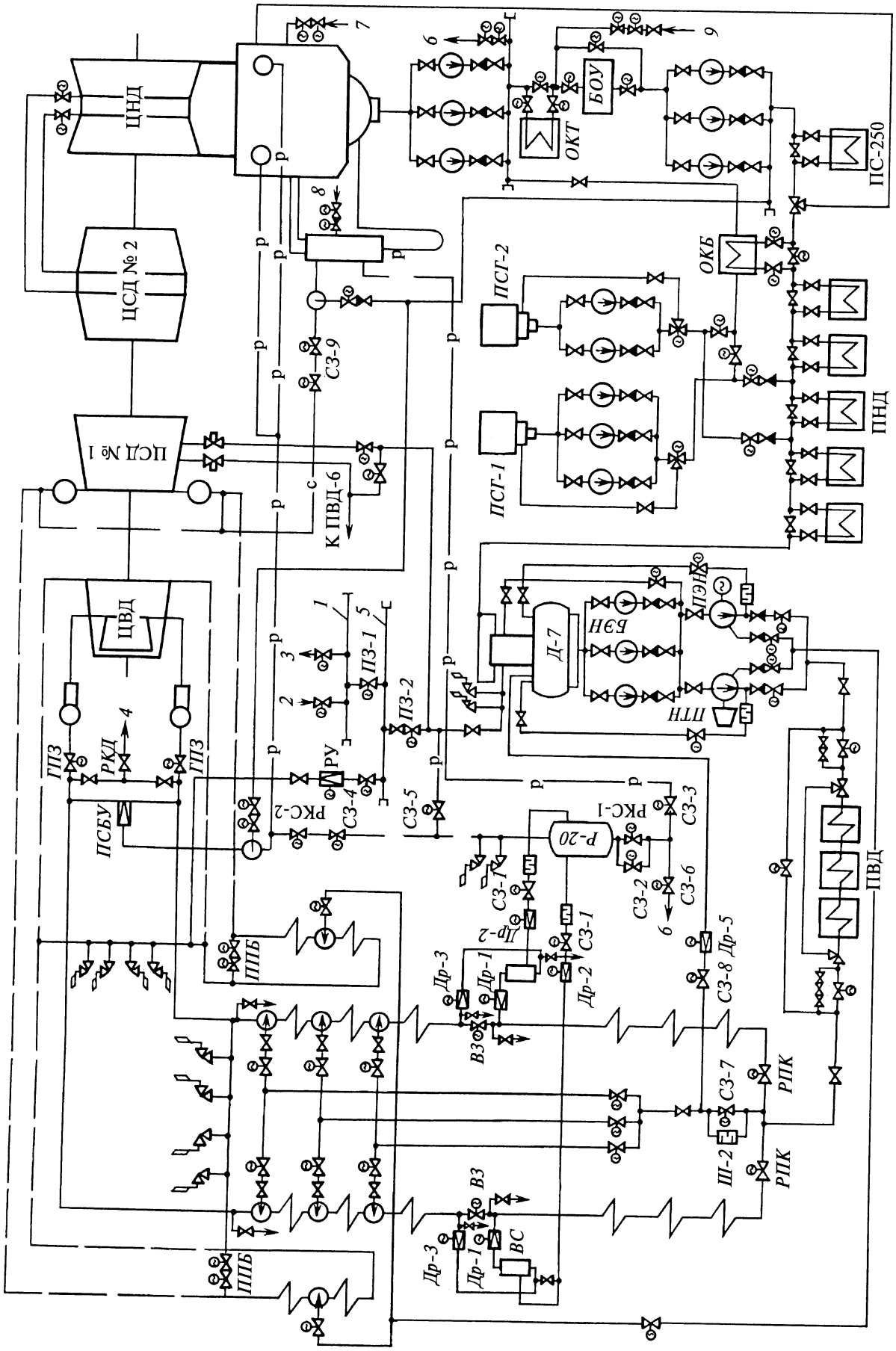


Рис. 13.7. Типовая пусковая схема моноблока 250 МВт с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ и котлом ТГМП-314

1 — общестанционная магистраль; *2* — от пусковой котельной; *3* — к энергоблокам; *4* — в конденсатор; *5* — коллектор собственных нужд энергоблока; *6* — в циркуляционный водовод; *7* — нормальная подпитка энергоблока; *8* — аварийная подпитка энергоблока; *9* — от насосов БЗК; *БОУ* — блочная обессоливающая установка; *БЭН* — бустерный электронасос; *ВЗ* — встроенная в тракт котла задвижка; *ВС* — встроенный сепаратор; *ГПЗ* — главная паровая задвижка; *Д-7* — деаэратор; *Др* — дроссельный клапан; *ОКБ* – охладитель конденсата бойлеров (*ПСГ-1* и *ПСГ-2*); *ОКТ* — охладитель конденсата турбины; *ПЗ* — паровая задвижка; *ПТН* — питательный турбонасос; *ПЭН* — питательный электронасос; *ППБ* — байпас промперегрева; *ПСБУ* — пускосбросное устройство; *Р-20* — растопочный расширитель; *РКД* — регулирующий клапан дренажа; *РПК* — регулирующий питательный клапан; *РУ* — редукционная установка; *СЗ* — сбросная задвижка; *Ш* — шайбовый набор

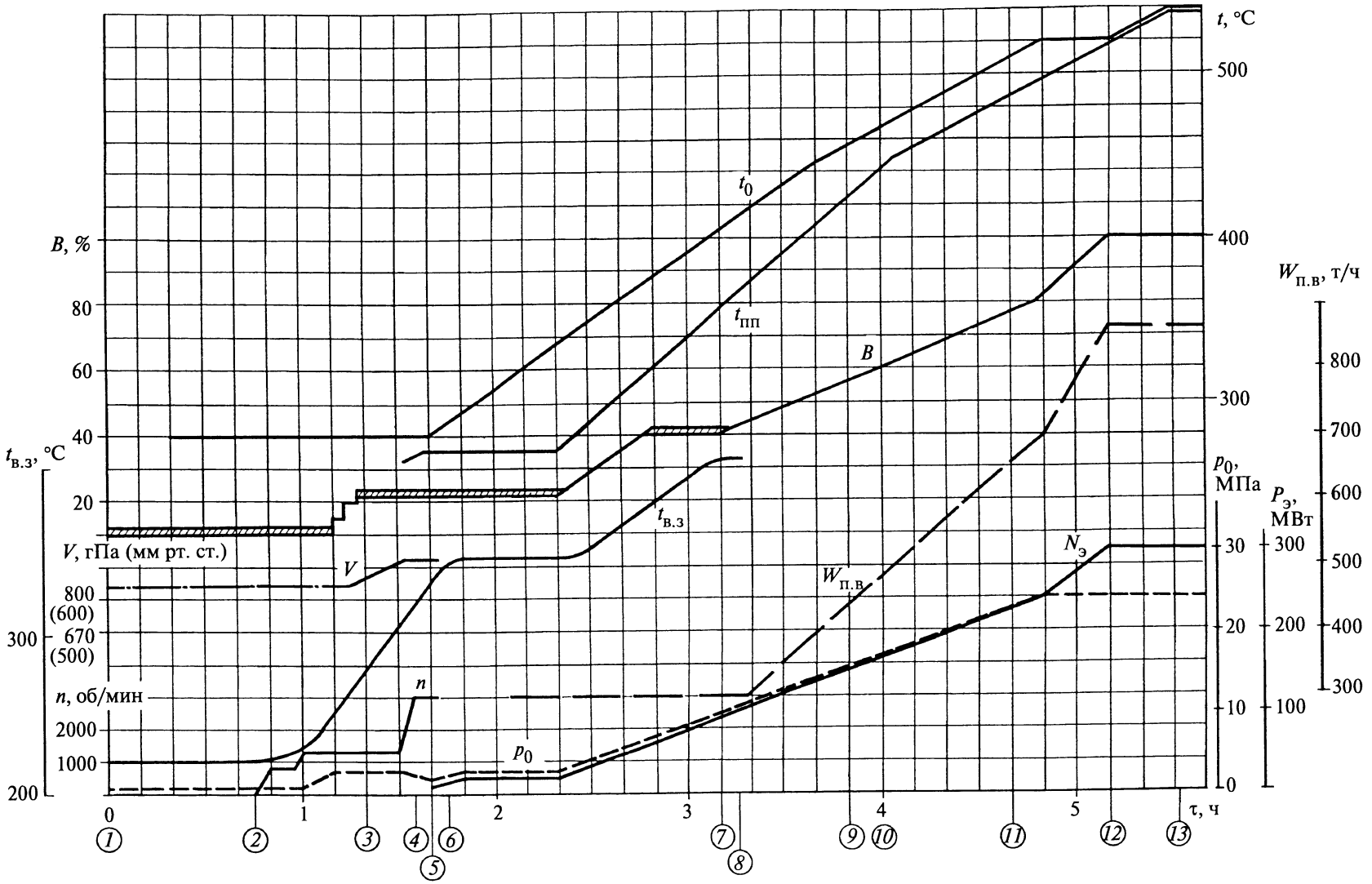
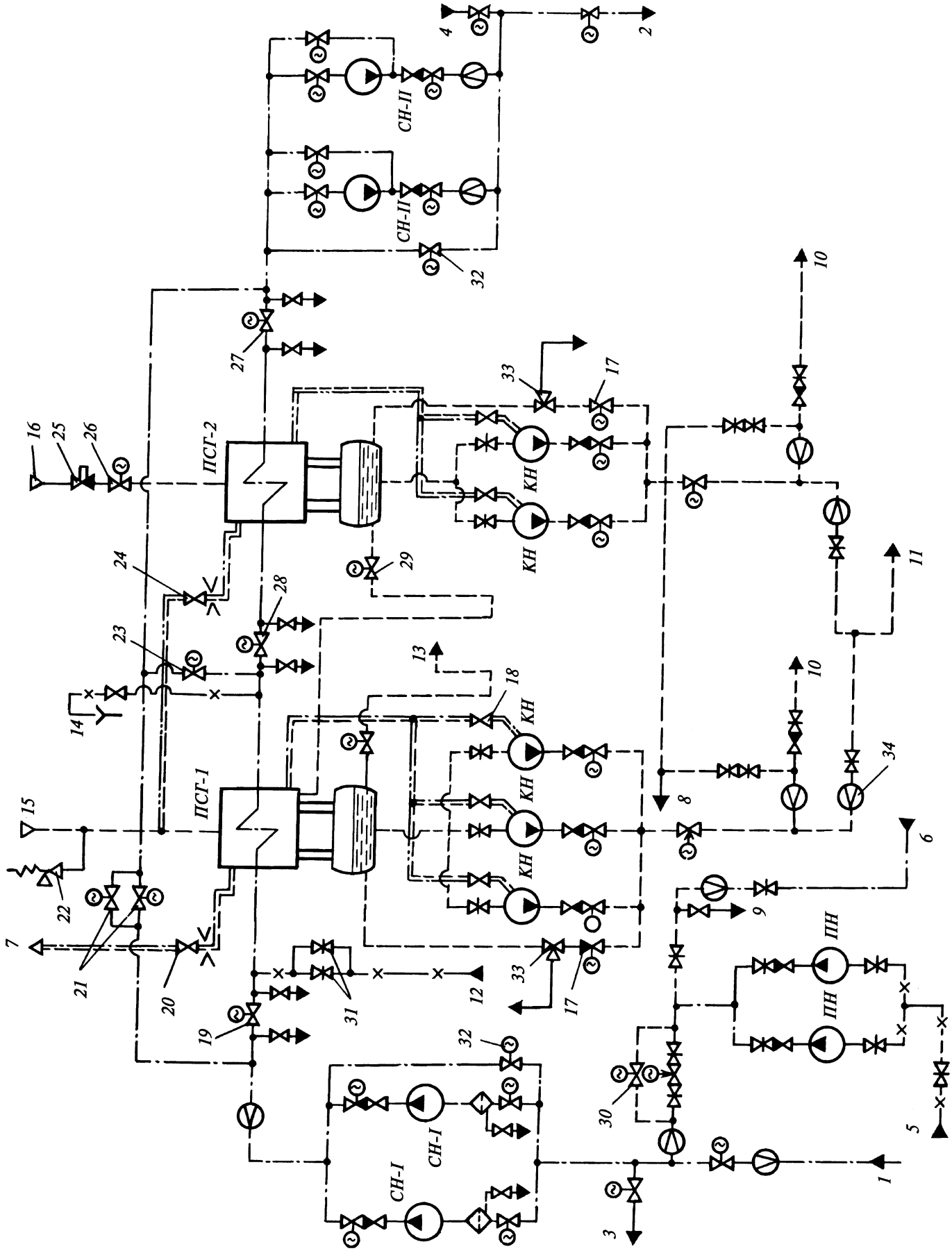


Рис. 13.8. График-задание пуска энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ из холодного состояния (температура паровпуска ЦВД 150 °С, ЦСД 100 °С)
1 — розжиг горелок (форсунок); *2* — толчок ротора и начало прогрева тракта промперегрева; *3* — конец прогрева паропроводов промперегрева, открытие стопорных и регулирующих клапанов ЦСД-1 и закрытие сбросных задвижек перед ЦСД; *4* — включение генератора в сеть, закрытие ПСБУ, открытие полностью первых четырех регулирующих клапанов турбины (угол поворота кулачкового вала 80 °С); *5* — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦСД-1; *6* — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦВД; *7* — переход котла на прямоточный режим; *8* — начало прогрева ПТН и включение нижнего отопительного отбора; *9* — включение верхнего отопительного отбора; *10* — переход с ПЭН на ПТН; *11* — открытие встроенных задвижек котла; *12* — отключение системы обогрева фланцевых соединений корпусов ЦВД и ЦСД-1; *13* — выход на номинальную температуру свежего пара; *V* — разряжение в конденсаторе; $W_{п.в}$ — расход питательной воды на котел; *B* — расход топлива; $t_{в.з}$ — температура среды перед встроенной задвижкой


ПСГ-2
ПСГ-1
КН
КН
КН
КН
КН
СН-II
СН-II
СН-I
СН-I
ПН
ПН
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
10
11
12
13
14
15
16
17
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
32
33
33
34

13.5. ВКЛЮЧЕНИЕ СЕТЕВОЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

13.5.1. Общие принципы

На рис. 13.9 показана принципиальная схема установки подогрева сетевой воды, позволяющая рассмотреть все этапы ее пуска.

При включении теплофикационной установки следует четко сознавать, что она по существу является частью турбины. Неправильные действия на оборудовании теплофикационной установки угрожают аварией не только ей самой, но и турбине. Исходя из этого, можно сформулировать некоторые общие принципы подключения установки для нагрева сетевой воды.

1. Нагружение любого сетевого подогревателя, осуществляемое увеличением через него расхода сетевой воды и повышением ее температуры на выходе, должно осуществляться медленно и плавно со скоростями, оговоренными в инструкции. Превышение скоростей нагружения приводит к появлению в трубной системе повышенных температурных напряжений, в свою очередь провоцирующих нарушение закрепления трубок в трубных досках и ускоряющих коррозионные процессы в металле трубок. Раньше или позже это заканчивается протечками сетевой воды в паровое пространство подогревателя и необходимостью его отключения по сетевой воде и переводом турбины в конденсационный режим. Для заглушения отверстий в трубных досках поврежденных трубок или вальцовочных соединений *ПГС-1* требуется останов турбоагрегата.

2. В идеальном порядке должны быть автоматические системы поддержания уровня конденсата греющего пара в конденсатосборнике и системы питания и блокировок всех групп насосов, а также сигнализация об их состоянии. Для этого в соответствии с инструкциями выполняются их многократные проверки.

3. Пуск теплофикационной установки не должен приводить к загрязнению основного контура. Поэтому на первом этапе пуска производится отмывка парового пространства образующимся конденсатом с его выводом из цикла, на втором — его ввод в цикл через БОУ, на третьем — в обвод БОУ напрямую в линию основного конденсата. Загрязнение конденсата и пара приводит к тяжелым повреждениям деталей турбин и трубной системы самих подогревателей.

Прежде всего, необходимо уяснить состояние теплофикационной установки перед пуском. С помощью задвижек она отключена от коллекторов обратной и прямой сетевой воды. Сетевые насосы и насосы конденсата греющего пара не работают. Пар в *ПСГ-2* не поступает, так как арматура на трубопроводах подвода в него пара закрыта. В *ПСГ-1* поступает пар, так как никакой запорной арматуры на линии подвода пара нет. Для конденсации этого пара через вентили *31* в трубную систему ПСГ подается небольшое количество химически очищенной воды. Она обеспечивает конденсацию поступающего небольшого количества пара, которая сбрасывается «на воронку» из трубной системы *ПСГ-1*. Задвижки *19*, *21*, *23* и *28* закрыты, и сетевая вода в *ПСГ-2* не поступает. Образующееся небольшое количество конденсата греющего пара через гидрозатвор сливается в конденсатор.

Включение теплофикационной установки в работу в общем случае состоит из следующих основных этапов:

подготовки к включению;

включения системы циркуляции сетевой воды;

включения *ПСГ-1*;

Рис. 13.9. Типовая схема теплофикационной установки с двумя отопительными отборами

1 — сетевая вода из теплосети; *2* — сетевая вода в теплосеть; *3* — сетевая вода в коллектор обратной сетевой воды соседних энергоблоков; *4* — сетевая вода от коллектора прямой сетевой воды; *5* — подпиточная вода из водоподготовительной установки; *6* — подпиточная вода из технического или питьевого водопровода; *7* — отсос паровоздушной смеси в конденсатор; *8* — аварийный слив; *9* — контрольный слив; *10* — в линию основного конденсата турбин; *11* — на обессоливающую установку; *12* — химически обессоленная вода на заполнение подогревателя *ПСГ-1*; *13* — слив конденсата греющего пара в конденсатор; *14* — контроль за поступлением химически обессоленной воды в трубную систему подогревателя *ПСГ-1*; *15* — пар из нижнего отопительного отбора; *16* — пар из верхнего отопительного отбора; *17* — задвижки на линии рециркуляции конденсатных насосов; *18* — вентили на линиях отсоса воздуха из корпусов конденсатных насосов; *19* — задвижка на входе сетевой воды в *ПСГ-1*; *20* — вентиль на линии отсоса паровоздушной смеси из *ПСГ-1* в конденсатор; *21* — задвижка на обводной линии сетевой воды подогревателей; *22* — предохранительный клапан; *23* — обводная задвижка *ПСГ-2*; *24* — задвижка на линии отсоса паровоздушной смеси из *ПСГ-2* в *ПСГ-1*; *25* — обратный клапан с принудительным закрытием; *26* — задвижка на линии подвода греющего пара из ВТО; *27* — задвижка на выходе сетевой воды из *ПСГ-2*; *28* — разделительная задвижка; *29* — задвижка на линии перелива конденсата греющего пара из *ПСГ-2* в *ПСГ-1*; *30* — задвижка на линии подпитки теплосети; *31* — вентили заполнения *ПСГ-1* химобессоленной водой и регулирование ее расхода; *32* — задвижки на линии рециркуляции сетевых насосов; *33* — клапан рециркуляции; *34* — измерительное устройство расхода

включение *ПСГ-2*.

13.5.2. Подготовка к включению установки

Подготовка включает ее тщательный осмотр, проверку окончания всех ремонтных работ, исправности арматуры, измерительных приборов, регулирующих, указывающих и сигнальных систем.

Проверяется готовность к пуску сетевых насосов I и II подъема *СН-I* и *СН-II* и конденсатных насосов *КН*, откачивающих конденсат греющего пара из подогревателей. Электродвигатели должны быть в полном порядке. Проверяют состояние задвижек на стороне нагнетания (они должны быть закрыты) и на стороне всасывания (они должны быть открыты). Открывают воздушники на линиях отсоса воздуха из корпусов насосов, заполняют насосы водой и закрывают воздушники. Подают воду на уплотнения насосов и на подшипники.

Проверяются давления в обратном и подающем коллекторах сетевой воды. В дальнейшем давление в подающем коллекторе должно поддерживаться с требуемой точностью включением рециркуляции насосов (задвижки *32*) и изменением их числа в работе. Давление в коллекторе обратной воды должен поддерживать диспетчер теплосети. Летом, когда тепловая нагрузка мала, достаточно иметь в работе только сетевые насосы I подъема. Зимой должны работать обе группы насосов.

13.5.3. Включение системы циркуляции сетевой воды

Задачей этого этапа является создание протока сетевой воды из коллектора обратной сетевой воды по обводной линии подогревателей в коллектор прямой сетевой воды с помощью сетевых насосов *СН-I* и *СН-II* (см. рис. 13.9) в количестве и с давлением в напорном трубопроводе, требуемом диспетчером тепловой сети.

С этой целью задвижки *19*, *28* и *27* на входе и выходе из подогревателей, а также задвижку *23* на байпасе закрывают, а обводную задвижку *21* и ее байпас — открывают. Перед пуском циркуляционной системы должны быть открыты воздушники на трубопроводах сетевой воды, корпусах сетевых насосов и водяных камерах *ПСГ-2*.

Циркуляционная система заполняется сетевой водой. Для этого приоткрывают задвижки на всасывающей линии *СН-I* и задвижку *32* на линии рециркуляции *СН-I* и открывают задвижку подачи обратной сетевой воды к этим насосам. Так как воздушники открыты, то обратная сетевая вода вытесняет воздух, заполняя всю циркуляционную (точнее — обводную) систему, включая корпуса насосов *СН-I* и *СН-II*. Если возникают затруднения с заполнением системы, включают подпиточный насос *ПН*. Воздушники закрываются, заполненная система отключается от обратной магистрали, задвижка *32* закрывается.

Заполнение насосов водой позволяет осуществить проверку работы каждого из них и всей группы насосов в целом. Выполняется последовательная проверка работы сетевых насосов при закрытой напорной задвижке. В этом режиме насос может работать без запаривания всего несколько минут. Убедившись, что системы смазки подшипников и охлаждения сальников работают нормально, открывают задвижку рециркуляции *32* и напорную задвижку насоса. Давление за насосом должно соответствовать требуемому инструкцией. Проверив все насосы, а также блокировки по включению резервных насосов, в работе оставляют по одному насосу I и II подъемов.

Последним этапом по включению системы циркуляции является обеспечение требуемого диспетчером теплосети давления и расхода прямой сетевой воды путем включения соответствующего числа сетевых насосов и приоткрытия, если необходимо, задвижки рециркуляции *32*.

13.5.4. Включение нижнего теплофикационного отбора

Подача греющего пара в ПСГ-1 осуществляется при вполне определенной мощности турбины и температуре обратной сетевой воды. Напомним, что пуск турбины производится при конденсационном режиме, и поэтому ее мощность практически однозначно определяет расход пара через нее и давления в камерах отборов турбины.

Пример 13.2. Подключение *ПСГ-1* к турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ допускается в диапазоне электрических нагрузок 120—280 МВт, которому соответствует диапазон изменения расхода пара на турбину, показанному на рис. 13.10. В этом диапазоне давление пара в нижнем теплофикационном отборе изменяется от 44 до 100 кПа, а температура конденсации этого пара от 28 до 100 °С, а с учетом температурного напора примерно от 23 до 95 °С. Температура сетевой воды на входе в *ПСГ-1* должна быть не менее 30 °С, для того чтобы при подаче горячего пара в *ПСГ-1* диапазон нагрева его трубок при последующем

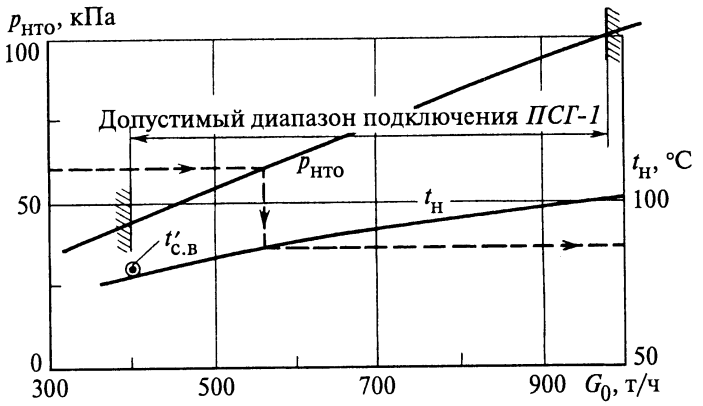


Рис. 13.10. Давление в нижнем теплофикационном отборе в диапазоне расхода свежего пара, допустимого при подключении ПСГ-1

нагружении был небольшим. Это не дает развиться высоким температурным напряжениям, угрожающим нарушению плотности трубок системы.

Включают сигнализацию и защиту предельного уровня конденсата в сборнике *ПСГ-1* и закрывают задвижку на линии *13* слива конденсата греющего пара из него в конденсатор. Поскольку в подогреватель поступает пар, то с его конденсацией повышается уровень конденсата в конденсаторе. Открывают задвижки на всасывающих линиях конденсатных насосов и воздушники на корпусах насосов; конденсирующийся пар из НТО постепенно заполняет насосы, и воздушники закрываются.

Далее обычным образом последовательно проверяют работу всех конденсатных насосов сначала при закрытых напорных задвижках, а затем — на линию рециркуляции (задвижка *32*). В работе оставляют один насос.

При достижении определенного уровня конденсата в сборнике *ПСГ-1* линию рециркуляции переводят в автоматический режим: клапан рециркуляции начинает поддерживать уровень в конденсатосборнике, отводя избыток в сливной водовод циркуляционной системы. Тем самым осуществляется отмывка подогревателя со стороны парового пространства.

Включается регулятор давления в нижнем отборе воздействием на синхронизатор регулирующий диафрагмы на ее закрытие. После вступления в работу регулирования в НТО устанавливают давление, оговоренное в инструкции.

Пример 13.3. Инструкция по пуску теплофикационной установки турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ требует начального давления в ПСГ, равного 60 кПа. Ему соответствует температура конденсации примерно 30 °С. Это исключает тепловые удары и температурные напряжения в *ПСГ-1*.

Далее осуществляется взятие тепловой нагрузки. Для этого закрываются вентили *31* подачи химически очищенной воды, и сетевая вода постепенно переводится с обвода (постепенно закрываются задвижки *21*) на *ПСГ-1* (постепенно открываются задвижки *19* и *23*). Этот перевод ведут очень плавно со скоростью, оговоренной в инструкции.

Пример 13.4. Скорость нагружения *ПСГ-1* расходом воды турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ не должна быть больше, чем 20 т/ч в минуту. Это означает, что если надо взять максимальную для *ПСГ-1* тепловую нагрузку 330 Гкал/ч, которой соответствует расход пара в подогреватель 590 т/ч, то для этого подогревателя время нагружения составляет не менее 30 мин.

При увеличении расхода сетевой воды через ПСГ ее температура на выходе начинает снижаться, так как снижается ее нагрев. Это приводит к уменьшению давления в НТО, и регулятор давления, стремясь его восстановить, откроет регулирующие клапаны ЦВД и прикроет регулирующие диафрагмы ЦНД (чтобы сохранить электрическую мощность). В результате тепловая нагрузка возрастет.

Далее осуществляется химический анализ конденсата греющего пара ПСГ-1 в конденсатосборнике, по которому можно оценить плотность трубной системы. В зависимости от его качества конденсат отправляют либо в БОУ, либо в линию основного конденсата.

Очень плавно, для того чтобы резко не изменить давление в конденсаторе, открывают задвижку *20* на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси из *ПСГ-1* в конденсатор.

После окончательной отмывки парового пространства *ПСГ-1* закрывают задвижку сброса конденсата греющего пара в сбросной циркуляционный водовод и переводят его на БОУ.

Последней операцией является вывод температуры прямой сетевой воды на требуемую изменением задания регулятору давления. Это тоже очень ответственная операция, при которой ограничивается скорость повышения температуры сетевой воды значением 30 °С/мин. Конечно, должно выполняться ограничение по максимальному давлению в *ПСГ-1*.

При включении *ПСГ-1* и его нагружении необходимо вести тщательное наблюдение и за турбиной, так как при этом процессе существенно изменяются расходы пара через отдельные цилиндры и температурные условия выхлопа ЦСД и ЦНД. Особенно внимательно надо следить за давлением в камере регулирующей ступени, температурой баббитовой заливки колодок упорного подшипника и от-

носительным расширением роторов. Эти параметры не должны выходить за допустимые значения.

13.5.5. Включение верхнего теплофикационного отбора

Перед подключением верхнего отбора *ПСГ-2* отключен от турбины задвижкой *26* и обратным клапаном с принудительном закрытием *25*. Задвижки *28* и *27* закрыты, сетевая вода в подогреватель не поступает, а проходит в теплосеть в обход через *ПСГ-1* и задвижку *23*.

Перед пуском необходимо включить дренажи паропровода отопительного отбора для его прогрева и открыть задвижку *29* перелива конденсата греющего пара *ПСГ-2* в конденсатосборник *ПСГ-1* через гидрозатвор.

Поскольку при работе двух подогревателей управляющим импульсом является давление в верхнем теплофикационном отборе турбины, то регулятор давления следует переключить на него.

Затем водяное пространство *ПСГ-2* заполняется водой. Для этого открывают вентиль выпуска воздуха из *ПСГ-2* и приоткрывают входную задвижку *28*. Заполнив подогреватель сетевой водой, закрывают вентиль выпуска воздуха и полностью открывают задвижку *28*.

Конденсатосборник заполняют водой, производят проверку работы конденсаторных насосов и их блокировок, организуют рециркуляцию конденсата с включенным регулятором уровня конденсата греющего пара, после чего приступают к подаче пара в подогреватель.

Подключение подогревателя производится при диапазоне нагрузок, оговоренных в инструкции.

Медленно открывают задвижку *25* и открытием задвижки *27* дают начальную тепловую нагрузку (напомним, что основной расход сетевой воды в этот период проходит по обводной линии *ПСГ-2*). Дальнейшее нагружение осуществляется переводом сетевой воды с обвода на *ПСГ-2* путем постепенного прикрытия задвижки *23* со скоростью, оговоренной в инструкции.

Пример 13.5. Подключение *ПСГ-2* теплофикационной установки турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ производится в диапазоне нагрузок 150—250 МВт со скоростью изменения расхода охлаждающей воды, не более 20 т/ч в минуту.

В процессе подключения контролируется качество конденсата, который сначала сбрасывается из цикла, а затем переводится на обессоливание в БОУ или в линию основного конденсата.

Закрывается задвижка *29* на линии конденсата из *ПСГ-2* в *ПСГ-1*. С помощью механизма управления регулятором давления установка выводится на заданную температуру прямой сетевой воды.

13.6. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТУРБОУСТАНОВОК С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Основная особенность пуска ПТУ с противодавлением связана с отсутствием конденсатора. Это обстоятельство, с одной стороны, упрощает пуск ПТУ, но с другой стороны, делает невозможным пуск обычными способами.

Действительно, при нормальной работе турбины с противодавлением отработавший пар поступает в коллектор, а оттуда — потребителю. Это означает, что давление на выходе из турбины должно быть на этапе пуска большим, чем давление в коллекторе питания потребителя, часто составляющее 1,5 МПа. Поэтому принципиально пуск ПТУ с противодавлением может осуществляться двумя способами.

Первый способ состоит в том, что при отключенном коллекторе противодавления турбину пускают с выпуском пара с атмосферу до тех пор, пока давление в ее выхлопном патрубке не поднимется выше давления в коллекторе противодавления. Тогда можно переключиться на работу на коллектор противодавления. Такой способ связан с большими потерями пара и может использоваться только для турбоустановок малой мощности. Для современных мощных турбин с противодавлением такой способ пуска недопустим.

Второй способ пуска состоит в том, что после прогрева паропровода от стационарного коллектора до ГПЗ приступают к прогреву турбины «с хвоста». При этом способе ГПЗ и ее байпас закрывают, а регулирующие и стопорные клапаны, а также дренажи корпуса турбины и паропровода от турбины до ГПЗ открывают. Подачу пара в цилиндр производят из коллектора противодавления с постепенным открытием сначала байпаса задвижки на линии отбора, а потом после полного ее открытия — самой задвижки. При всех этих операциях ротор турбины должен вращаться валоповоротным устройством.

Такой способ прогрева турбины, регулирующих и стопорных клапанов хорош тем, что позволяет плавно прогреть эти элементы. Вместе с тем его ограниченные возможности по температуре в ряде случаев затрудняют последующий пуск турбины

(температура металла оказывается низкой по сравнению с температурой пара, поступающего в турбину). Поэтому в некоторых установках металлоемкий стопорный клапан часто прогревают свежим паром при закрытых регулирующих клапанах.

Приведение во вращение ротора турбин с противодавлением осуществляют байпасом ГПЗ. После разгона турбины и ее включения в сеть принимают начальную нагрузку. При пуске турбины с противодавлением турбина работает по электрическому графику до нагрузки, равной 10—15 %. Только после этого включают регулятор давления и переводят турбину на работу по тепловому графику.

Контрольные вопросы

1. Назовите основной принцип проведения пусковых операций.
2. Перечислите неполадки, без устранения которых пуск турбоустановки не допускается.
3. В чем состоит главная особенность пуска турбин неблочного типа?
4. Как устроен дренажный трубопровод? Чем грозит неисправность конденсатоотводчика?
5. Оцените температурные напряжения в паропроводе, возникающие при тепловых ударах при открытии ГПЗ, если в паропроводе создаются давления 0,1; 0,3; 0,5 МПа.
6. Зависят ли температурные напряжения, возникающие в паропроводе при конденсации, от температуры поступающего пара?
7. Для предпускового прогрева паропроводов требуется 75 мин, а для создания предшествующего развороту турбины вакуума — 60 мин. С какой операции следует начинать пуск турбины, если она питается от общего коллектора ТЭЦ? Как изменится ответ, если турбина является блочной?
8. Для какой цели устанавливают эжектор циркуляционной системы?
9. Перечислите основные операции, производимые при пуске конденсационной установки.
10. Чем различаются пуски конденсационной установки для неблочной и блочной ПТУ?
11. Почему в конденсационных турбинах перед пуском создают вакуум?
12. В каком положении должна быть арматура главных паропроводов при проверке системы регулирования перед разворотом турбины?
13. Почему рациональнее производить пуск турбины при полностью открытых регулирующих клапанах, а не путем их последовательного открытия?
14. С какой целью при развороте ротора турбины производят выдержки при постоянной частоте вращения? Из каких соображений выбирают эти частоты?
15. За какими разностями температур в корпусе турбины необходимо следить в процессе пуска и нагружения?
16. В чем состоит главная особенность пуска блочных турбин по сравнению с неблочными?
17. Назовите основные функции БРОУ.
18. Почему стремятся ограничить время работы турбины на холостом ходу?
19. В чем состоит особенность прогрева турбины с противодавлением перед началом вращения ротора?
20. В чем преимущества однобайпасной пусковой схемы перед двухбайпасной?
21. От каких источников пара на первых этапах пуска питаются турбины питательных насосов, деаэратор и паровые эжекторы?
22. В чем состоит главное отличие растопки прямоточного котла от растопки барабанного?
23. Почему требуется предпусковой прогрев тракта промежуточного перегрева? Какими средствами он выполняется в двухбайпасной и однобайпасной пусковых схемах?
24. Изложите последовательность основных операций при пуске турбины из холодного состояния.
25. Назовите основные этапы пуска теплофикационной установки.

Глава четырнадцатая

ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ И ЕЕ ПУСК ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

14.1. ЯВЛЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ТУРБИНЕ ПРИ СНИЖЕНИИ НАГРУЗКИ И ОСТАНОВКЕ

При снижении расхода пара через турбину в ее проточной части меняются параметры пара, в первую очередь давление и температура. Наиболее сильное влияние на режим остановки турбины оказывает изменение температуры, особенно для неблочных турбин, а также для тех блочных турбин, снижение нагрузки которых осуществляется при номинальном давлении свежего пара. Если снижение нагрузки производить скольжением начального давления без изменения начальной температуры пара, то температура в проточной части изменяется мало (см. § 11.3).

Изменение температуры в проточной части турбины приводит к тем же явлениям, которые возникают и при пуске турбины: появляется несовместность тепловых расширений отдельных деталей, а в них самих возникают температурные напряжения. Однако при остановке турбины эти явления проявляются специфически, поэтому они требуют отдельного рассмотрения.

Наиболее опасным явлением при остановке турбины является относительное сокращение ротора, основной причиной которого является поступление в камеру регулирующей и последующих ступеней пара пониженной температуры. Ротор, омываемый паром по большой поверхности и с высокой интенсивностью, быстро охлаждается и сокращается. Корпус турбины, имеющий гораздо большую массу и экранированный во многих случаях обоймами, охлаждается хуже и поэтому отстает от ротора в своем сокращении.

Однако есть и другая причина. При нормальной работе турбоагрегата значительная часть длины уплотнений омывается горячим паром (рис. 14.1, *а*), поступающим из камеры первой ступени ЦВД или ЦСД. При уменьшении нагрузки эта часть уплотнения начинает обтекаться паром все более низкой температуры, а при отключении генератора турбины от сети (рис. 14.1, *б*) поверхность ротора начинает омываться относительно холодным паром из деаэратора (140—160 °С). Если учесть, что длина передних концевых уплотнений ЦВД иногда составляет половину длины ротора, то становится ясным, что даже небольшое охлаждение ротора приведет к его сильному сокращению. При неправильной технологии остановки сокращение передней части ротора может достигать недопустимого значения.

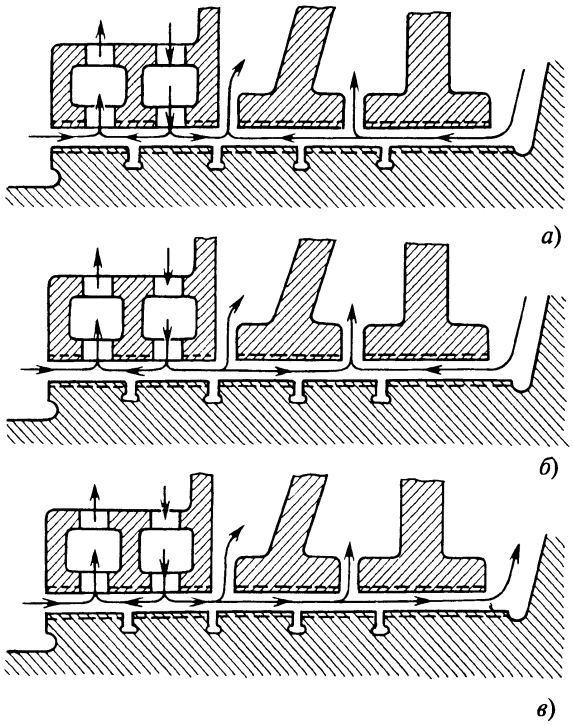


Рис. 14.1. Изменение направления потоков пара в концевом уплотнении ЦВД при остановке турбины
а — работа под нагрузкой; *б* — на холостом ходу; *в* — под вакуумом

Постепенное закрытие регулирующих клапанов приводит к неравномерному подводу пара по окружности камеры регулирующей ступени, а если эти клапаны неодинаково открыты, то пар, поступающий из сопл регулирующей ступени, будет иметь разную температуру (см. рис. 11.12). Это вызовет неравномерное охлаждение корпуса, его коробление и задевания ротора о неподвижные детали.

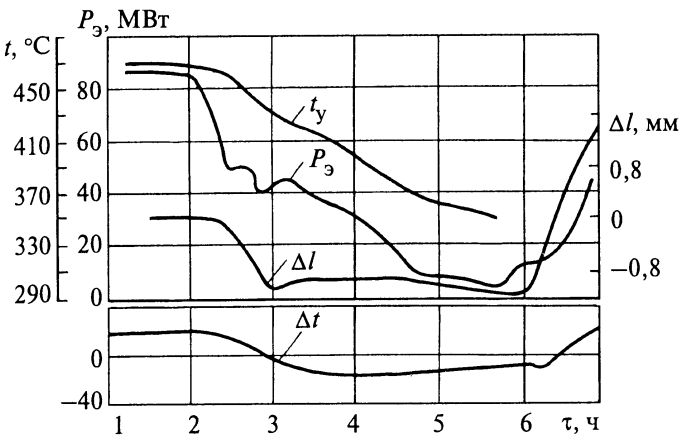


Рис. 14.2. Разгружение турбины Т-100-12,8 ТМЗ

$t_у$ — температура пара из первого отсека переднего уплотнения; Δl — относительное удлинение ротора ЦВД; Δt — разность температур по ширине фланца

Весьма опасны и температурные напряжения, особенно в роторе и корпусе турбины, возникающие из-за быстрого охлаждения поверхностей этих деталей. Следует подчеркнуть, что возникающие на поверхностях этих деталей растягивающие напряжения более опасны, чем напряжения сжатия, появляющиеся при неравномерном нагреве, поскольку они в большей степени способствуют возникновению и развитию трещин.

Пример 14.1. На рис. 14.2 показаны графики изменения параметров при разгружении турбины Т-100-12,8 при первых отладочных пусках. После снижения нагрузки с 85 до 50 МВт, проведенной в течение получаса, в последующие полчаса произошло относительное сокращение ротора на 1 мм (при осевом зазоре в регулирующей ступени 1,1—1,2 мм). Чтобы сохранить осевые зазоры в безопасных пределах, в дальнейшем снижали нагрузку в течение почти 3 ч. В процессе остановки по толщине фланца ЦВД перепад температур изменил свой знак: если на стационарном режиме работы внутренняя поверхность фланца была на 20 °С горячее наружной, то при остановке возникла обратная разность температур в 20 °С.

Ясно, что способ разгружения, показанный на рис. 14.2, нерационален. Хотя он и обеспечивает надежность (не возникает ни опасного относительного сокращения ротора, ни высоких температурных напряжений), длительная работа турбины при постепенно снижающейся нагрузке является неэкономичной. Кроме того, произойдет значительное охлаждение деталей турбины, что затянет и сделает более трудным возможный последующий пуск из горячего состояния (см. § 14.8).

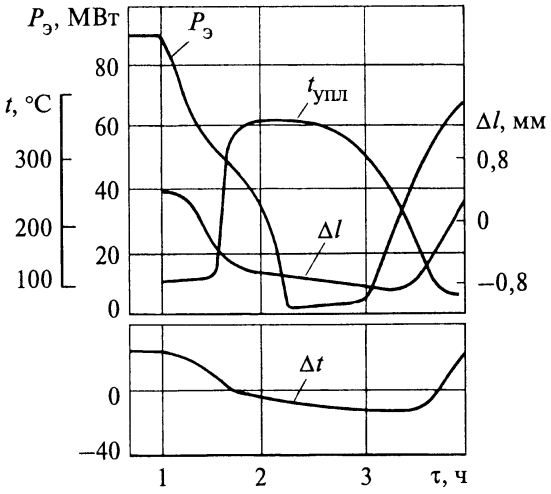


Рис. 14.3. Разгружение турбины Т-100-12,8 ТМЗ с повышением температуры пара, поступающего на переднее уплотнение ЦВД

$t_{упл}$ — температура уплотняющего пара (остальные обозначения см. на рис. 14.2)

Стремление сократить время разгружения, не допуская при этом опасного относительного сокращения ротора и появления больших температурных напряжений, привело к усложнению пусковой схемы.

Главным способом уменьшения относительного сокращения ротора при разгружении и выбеге турбины является подача на уплотнение пара повышенной температуры.

Пример 14.2. На рис. 14.3 показаны изменения относительных сокращений ротора турбины Т-100-12,8 когда в отличие от режима, иллюстрированного рис. 14.2, при нагрузке 50 МВт к пару, поступающему на уплотнения, подмешивают свежий пар. Видно, что при этом скорость относительного сокращения ротора резко упала. С помощью этого мероприятия удалось разгрузить турбину примерно за 1 ч.

Такой же метод можно использовать и для блочных турбин (см. рис. 12.6). При пуске энергоблока из холодного состояния уплотняющий пар подается из общестанционной магистрали через регулятор давления с температурой примерно 150 °С. Для предотвращения укорочения вала при пуске горячей турбины к уплотнениям ЦВД и ЦСД предусмотрен временный подвод горячего пара. Однако подавать горячий пар на уплотнения ЦНД нельзя, так как разогрев вала ЦНД может привести к временному или постоянному ослаблению посадки дисков и втулок уплотнений и возникновению недопустимых вибраций турбоагрегата. Поэтому схема трубопроводов содержит два отдельных коллектора уплотняющего пара для «горячих» и «холодных» уплотнений.

14.2. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ В ГОРЯЧИЙ РЕЗЕРВ

При остановке турбины в горячий резерв предполагают ее пуск после относительно короткого времени. Как правило, это остановки на ночь или на конец недели (на субботу и воскресенье).

При остановке турбины в горячий резерв желательно сохранить температуру турбины как можно более высокой, так как это не только сократит и облегчит последующий пуск турбины (см. § 14.8), но и уменьшит потери тепла на нагрев деталей турбины до номинальной температуры.

С этой точки зрения наилучшим способом остановки турбины был бы мгновенный сброс нагрузки. В этом случае не происходило бы охлаждения турбины во время разгружения. Сброс любой нагрузки, особенно полной, является очень серьезным испытанием для турбины, поэтому как способ остановки он вообще неприемлем. Можно говорить об очень быстрой разгрузке турбоагрегата и отключении его от сети. Следует, однако, помнить, что мощность многих турбоагрегатов в настоящее время настолько велика, что может составлять значительную долю мощности энергосистемы, в которой они работают. Быстрое исключение из работы значительной мощности в этом случае может привести к неустойчивости работы всей энергетической системы. Поэтому такой способ не применяется.

Для теплофикационных турбоустановок неблочного типа, а также теплофикационных энергоблоков, работающих с постоянным начальным давлением свежего пара, разгружение турбины ведут путем постепенного закрытия регулирующих клапанов (с помощью механизма управления). В процессе разгружения необходимо в соответствии с местной инструкцией при уменьшении давления в отборах производить отключение сетевых подогревателей и ПВД, уменьшать количество работающих конденсатных насосов.

В предусмотренный момент времени необходимо перевести уплотнения ЦВД и ЦСД на питание горячим паром. Особенно внимательно нужно следить за относительным сокращением ротора. Если, несмотря на все принимаемые меры, сокращение ротора приближается к опасному пределу, необходимо прекратить разгружение, а возможно, даже увеличить нагрузку.

При уменьшении пропуска пара в конденсатор на определенном этапе должен включаться в работу клапан рециркуляции, направляющий часть конденсата обратно в конденсатор. Следует убедиться, что этот клапан действительно вступил в работу.

Снижение нагрузки обычно ведут до 15—20 % номинальной, после чего воздействием на кнопку выключения прекращают подачу пара в турбину. С этого момента турбина вращается сетью, т.е. электрический генератор работает в режиме двигателя. При этом происходит разогрев турбины вследствие потерь трения ротора о пар. Поэтому в короткое время, оговоренное инструкцией (обычно это несколько минут), необходимо убедиться, что стопорные, регулирующие и обратные клапаны на линиях отборов закрылись, а ваттметр указывает отрицательную мощность (потребление мощности из сети). После этого можно отключить генератор от сети. Может оказаться, что из-за недостаточной плотности клапанов, их зависания или других причин в турбину поступает пар. *Отключать турбогенератор в этом случае от сети запрещается, поскольку поступающего количества пара может оказаться достаточно для ее разгона.* Необходимо предварительно полностью закрыть ГПЗ и ее байпас, убедиться, что пар в турбину не поступает, и только после этого отключить генератор от сети.

Остановку в горячий резерв блочных турбоустановок можно производить более рационально, уменьшая нагрузку турбины скольжением (понижением) начального давления, но сохраняя температуру свежего пара номинальной. При этом регулирующие клапаны турбины (или их часть) должны быть полностью открыты.

Перед открытием регулирующих клапанов отключают регуляторы подачи топлива и воздуха в котел энергоблока. В процессе открытия клапанов нагрузка на турбине практически не изменяется, так как она определяется зафиксированным режимом котла. Температура пара перед турбиной может, однако, несколько возрасти за счет уменьшения дросселирования пара в регулирующих клапанах. Необходимо следить за температурой свежего пара и при необходимости воздействовать на нее впрысками конденсата (или питательной воды) в паропровод или регулированием подачи топлива и воздуха в котел.

При уменьшении нагрузки снижается температура пара за промежуточным пароперегревателем. Однако это понижение не должно быть больше 20—25 °С. Дальнейшее разгружение блочной турбины ведется постепенным уменьшением подачи топлива в котел, вследствие чего уменьшается давление свежего пара перед турбиной.

В блочной установке ряд ее элементов питается паром из отборов турбины. Поэтому на определенном этапе остановки, когда возможности главной турбины для этого исчерпываются, необходимо переходить на питание паром от других источников. Это относится к деаэратору и питательному турбонасосу. При снижении нагрузки деаэратор сначала переводят на питание паром из отбора с более высоким давлением (если он имеется), а затем — от постороннего источника.

Если питательная установка блока состоит из электропитательного и турбопитательного насосов (см. рис. 7.12), то при уменьшении давления в отборе для приводной турбины переходят на питательный электронасос. При определенной нагрузке включают в работу БРОУ для того, чтобы избыточный пар, вырабатываемый котлом, сбрасывать в конденсатор в обвод турбины.

Разгрузка энергоблока производится до нагрузки, определяемой устойчивостью температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева при малых расходах топлива. Сброс остаточной нагрузки производится кнопкой отключения турбины. Непосредственно перед отключением турбины прекращают подачу топлива в котел, который вследствие своей высокой теплоаккумулирующей способности в течение нескольких минут продолжает вырабатывать пар. Тем самым частично возмещаются затраты топлива на разогрев котла и трубопроводов при пуске. После отключения турбогенератора от сети начинается выбег ротора, при котором частота вращения изменяется от номинальной до нуля. Это вращение происходит за счет инерции ротора.

14.3. ВЫБЕГ РОТОРА

Выбег ротора — важный эксплуатационный этап, позволяющий в определенной степени судить об исправности турбоагрегата. Во время выбега обязательно снимается кривая выбега — зависимость частоты вращения от времени (рис. 14.4). Замедление частоты вращения при выбеге происходит из-за трения лопаток и дисков о пар, из-за вентиляции пара лопаточным аппаратом и из-за трения в масляном слое подшипников.

Вентиляционные потери очень сильно зависят от частоты вращения. Со снижением частоты вращения они быстро уменьшаются, поэтому начальный участок кривой выбега имеет большую крутизну. С уменьшением частоты вращения основную

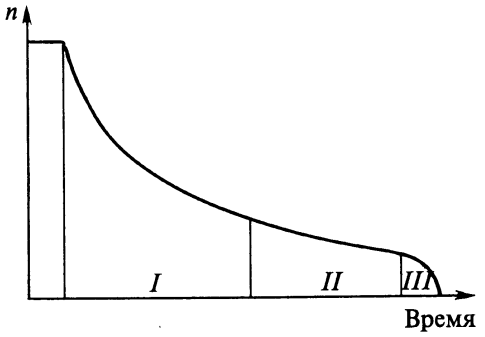


Рис. 14.4. Кривая выбега турбины
I — зона влияния вентиляционных потерь; *II* — зона влияния жидкостного трения в подшипниках; *III* — зона полусухого трения в подшипниках

роль начинают играть потери на трение в масляном слое подшипников. Сопротивление трения в подшипниках в меньшей степени зависит от частоты вращения, поэтому протекание кривой выбега носит пологий характер. Наконец, на последнем участке наблюдается резкое падение частоты вращения, вызванное переходом от жидкостного трения в подшипниках к полусухому.

Снятие кривой выбега производится следующим образом. С помощью механизма управления турбоагрегат выводится на холостой ход и затем кнопкой отключения прекращается подача пара в турбину. С помощью ручного тахометра через каждые 2—3 мин производят измерение частоты вращения. По данным измерений строят кривую выбега, которая затем сравнивается с нормативной кривой, снятой после первых 200—300 ч работы (после приработки всех деталей турбины).

Как нормативную, так и все остальные кривые выбега снимают при одном и том же постоянном давлении в конденсаторе, поскольку вентиляционные потери в турбине в значительной степени зависят от плотности среды, в которой вращается ротор турбины.

Время полного выбега современных турбин составляет в зависимости от мощности 20—40 мин. При отклонении выбега по сравнению с нормативным более чем на 2—3 мин необходимо выяснить причины отклонения и принять соответствующие меры. Уменьшение времени выбега свидетельствует о появлении повышенного трения в подшипниках или задеваний в проточной части и уплотнениях. Поэтому в процессе выбега необходимо периодически прослушивать турбину, чтобы обнаружить возможные задевания. Увеличение времени выбега, как правило, свидетельствует о неплотности сто-

порных или регулирующих клапанов или клапанов на линиях отборов.

В процессе выбега ротора на турбине производится ряд операций. Поскольку в этот период система регулирования уже не работает, отпадает необходимость в работе мощных насосов, обеспечивающих систему регулирования. Эти насосы отключают. Если система смазки и система регулирования работают от одного насоса, расположенного на валу турбины, то в работу включается сначала пусковой масляный электро- или турбонасос, а затем резервный насос смазки малой мощности.

Для исключения возможной конденсации пара в остывающих в последующем перепускных трубах ЦВД и паропроводах промежуточного перегрева необходимо при закрытой ГПЗ через вентили обеспаривания выпустить пар из тракта промежуточного перегрева, а через дренажи — из перепускных труб ЦВД.

Далее при остановке турбины в горячий резерв необходимо принять все возможные меры для сохранения тепла в паропроводах и в котле. Для этого закрываются все дренажи и задвижки, через которые возможен отток тепла.

После остановки ротора турбины необходимо во избежание его теплового прогиба немедленно включить валоповоротное устройство.

Последними операциями по остановке турбины являются прекращение подачи пара на эжекторы и уплотнения, остановка питательного насоса после предварительной подпитки котла, остановка конденсатных насосов (после достаточного охлаждения охладителей пара эжекторов), остановка циркуляционных насосов (при температуре выходного патрубка ниже 50 °С и непоступлении пара в конденсатор) и прекращение подачи пара от постороннего источника на деаэратор.

14.4. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ С ОХЛАЖДЕНИЕМ

Остановка турбины с охлаждением (расхолаживанием) производится в тех случаях, когда предусматриваются работы, которые не могут быть проведены на горячей турбине. К таким работам относятся текущие и капитальные ремонты, а также другие работы, при проведении которых необходимо вскрывать цилиндры. Прекращение вращения ротора турбины валоповоротным устройством, подача масла к подшипникам и снятие изоляции допускаются как по техническим причинам, так и по соображениям техники безопасности при температуре турбины ниже 200 °С. Необходимость в полном остывании возникает не только при капитальных, но и при частичных ремонтах системы маслоснабжения, подшипников, паровпускных частей турбины, одним словом, тогда, когда подача масла на подшипники или вращение ротора валоповоротным устройством не могут быть прекращены или когда этого требует техника безопасности.

Если производить остановку ранее описанным способом с сохранением постоянной температуры горячих частей турбины, то, поскольку современные турбины остывают со скоростью 60—70 °С в сутки, потребовалось бы 6—7 сут для остывания до допустимой температуры.

Основная идея проведения остановки блочной турбины с расхолаживанием состоит в том, что турбина постепенно охлаждается протекающим через нее паром понижающейся температуры; при этом также уменьшают начальное давление пара. Основная трудность в осуществлении режима расхолаживания состоит в том, что не все котлы могут выдавать пар требуемых параметров. Выше отмечалось, что для исключения попадания в турбину влажного пара (это вызовет резкое понижение температуры металла турбины) необходимо иметь перегрев пара по отношению к температуре насыщения. Поэтому вместе со снижением температуры пара следует снижать и его давление. Эта операция сравнительно просто осуществляется на энергоблоке с барабанным котлом. Весь тракт прямоточного котла, как уже упоминалось, должен работать под давлением, которое не может быть сильно снижено по соображениям его надежности, поэтому на энергоблоках с такими котлами возможно лишь ограниченное снижение температуры пара. В некоторых случаях расхолаживание турбины ведут путем прикрытия регулирующих клапанов при поддержании номинальных параметров пара, но при снижении паропроизводительности котла.

При остановке турбины с расхолаживанием в результате постепенного охлаждения со скоростью 0,5—0,7 °С/мин удается довести температуру турбины за 5—7 ч до 360—370 °С. Все рассмотренные выше операции по остановке оборудования энергоблока остаются прежними. Продолжительность естественного остывания турбины после разгружения турбины с расхолаживанием еще до температуры 150—180 °С составляет дополнительно 5—7 сут. Простой энергетического оборудования даже в течение короткого времени приводит к ог-

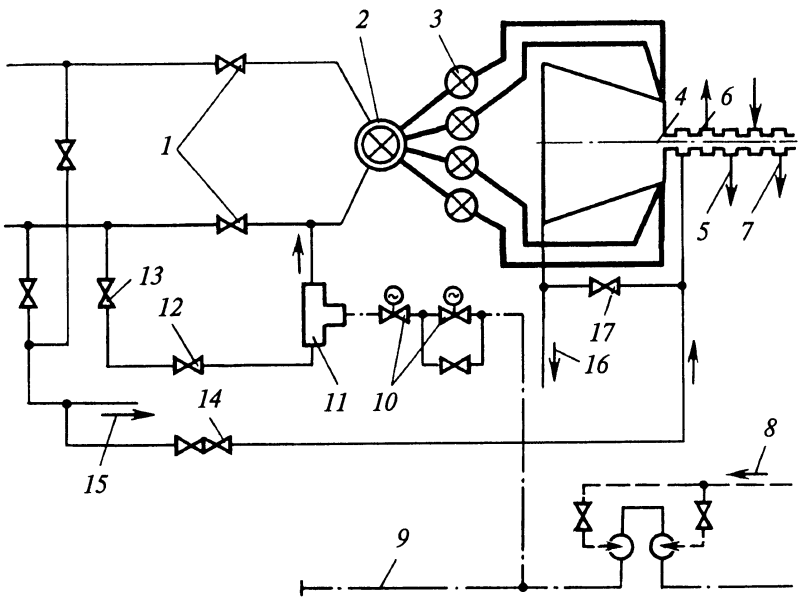


Рис. 14.5. Схема ускоренного расхолаживания турбины ТМЗ Т-100-12,8
1 — ГПЗ; *2*, *3* — стопорный и регулирующий клапаны; *4*, *5* — отсос в сальниковый подогреватель; *6* — пар от деаэратора с подмешанным свежим паром; *7* — пар в эжекторный холодильник; *8* — от конденсатных насосов; *9* — коллектор пара отбора с давлением 0,8—1,3 МПа; *10* — задвижка на подводе пара из отбора к смесителю; *11* — смеситель; *12*, *13* — задвижка на подводе свежего пара к смесителю; *14* — задвижка подачи свежего пара на уплотнение; *15* — подвод свежего пара к эжекторам; *16* — отсос в I отбор; *17* — задвижка, закрываемая при расхолаживании

ромным убыткам. Поэтому постоянно ведутся поиски рациональных, относительно быстрых способов расхолаживания турбин с тем, чтобы сократить до минимума период отключения генератора от сети до начала ремонта.

Пример 14.3. На рис. 14.5 показана схема ускоренного расхолаживания турбины Т-100-12,8, примененная ВТИ на одной из ТЭЦ, на которой также установлены турбины с отборами ПТ-60-8,8/1,3. К смесительному устройству через задвижки на подводе свежего пара одновременно подается свежий пар (при закрытых ГПЗ) и пар с давлением 0,8—1,3 МПа из коллектора промышленного отбора пара, температура которого значительно ниже температуры свежего пара.

Расхолаживание турбины производится следующим образом. После разгружения турбины ее ГПЗ закрывают и подачу пара в турбину производят через задвижки на подводе свежего пара в смеситель, в который подается во все увеличивающемся количестве пар из коллектора отбора через задвижки на подводе пара из отбора. После полного открытия этих задвижек дальнейшее понижение температуры охлаждающего пара осуществляется путем уменьшения подачи свежего пара в смеситель. В дальнейшем и пар отбора, поступающий в турбину, охлаждается впрысками конденсата, поступающего от конденсатных насосов.

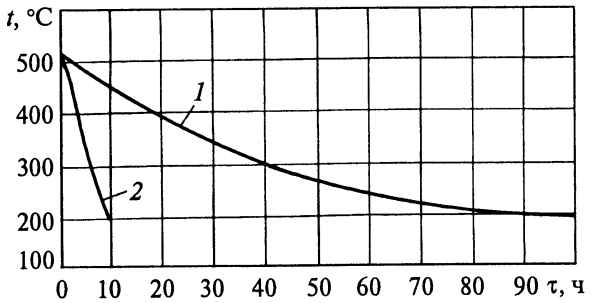


Рис. 14.6. График остывания турбины
1 — естественное остывание; *2* — ускоренное расхолаживание паром отбора

Для удержания относительного сокращения ротора в допустимых пределах в первый отсос переднего концевого уплотнения ЦВД через задвижку подачи свежего пара на уплотнение подводится свежий пар; задвижка, через которую в нормальных условиях пар направляется в первый отбор, при расхолаживании закрывается.

На рис. 14.6 показана эффективность предложенного способа расхолаживания: для охлаждения турбины до температуры 200 °С требуется всего около 8 ч вместо 90 ч при естественном остывании.

14.5. АВАРИЙНАЯ ОСТАНОВКА ТУРБОАГРЕГАТА

При возникновении на турбоагрегате аварийного положения дежурный персонал должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией, в которой содержится перечень основных аварийных ситуаций и приведены меры по их ликвидации.

При ликвидации аварийных положений дежурный персонал должен особенно внимательно наблюдать за основными показателями работы турбины, к которым относятся: частота вращения, электрическая мощность, параметры свежего пара и пара промежуточного перегрева, вакуум в конденсаторе, уровень вибрации турбоагрегата, осевое положение ротора и положение роторов относительно соответствующих корпусов, давление масла в системе регулирования и смазки, уровень масла в масляном баке, температура масла на входе в подшипники и выходе из них.

Аварийная остановка турбоагрегата производится путем немедленного прекращения подачи пара в турбину. При этом различают аварийную остановку без срыва вакуума, т.е. без его резкого ухудшения, и со срывом вакуума, при котором в выходную часть турбины и конденсатор впускают атмосферный воздух через специальную электрозадвижку (см. поз. *15* на рис. 13.2).

При срыве вакуума плотность среды в ЦНД резко возрастает, и это приводит к быстрому замедлению частоты вращения ротора при прекращении подачи пара и отключении генератора от сети.

Пример 14.4. Время полного выбега турбины Т-180-12,8 ЛМЗ при номинальном вакууме составляет 32—35 мин, а при остановке со срывом вакуума — всего 15 мин.

При срыве вакуума динамические напряжения в рабочих лопатках возрастают в несколько раз, поэтому регулярные остановки с использованием срыва вакуума ведут к накоплению в них повреждений. Кроме того, при срыве вакуума происходит разогрев выходного патрубка и появляется возможность расцентровок и вибрации. Поэтому использование срыва вакуума допустимо лишь в аварийных ситуациях, действительно требующих этого.

Пример 14.5. Внезапное возникновение сильной вибрации свидетельствует либо о внезапно появившейся разбалансировке ротора, например, из-за обрыва рабочей лопатки, либо о значительных задеваниях. Поэтому быстрое прекращение вращения может предотвратить поломку других лопаток, выплавление баббитовой заливки опорных подшипников и т.д. Ясно, что в этом случае необходима остановка со срывом вакуума.

Аналогичное положение возникает и при увеличении частоты вращения сверх допустимой, при гидравлическом ударе, при котором может произойти выплавление заливки колодок упорного подшипника, при резком осевом сдвиге ротора, при чрезмерном относительном удлинении роторов, при появлении искр из концевых уплотнений, свидетельствующих о сильных задеваниях, при которых может произойти прогиб ротора (см. гл. 17).

Пример 14.6. Резкое повышение температуры масла на выходе из подшипника свидетельствует либо об ухудшении его маслоснабжения, либо о неисправности самого подшипника. Задержка в остановке ротора может привести не только к выплавлению баббитовой заливки вкладыша, но и к задеваниям и повреждениям диафрагменных, концевых и надбандажных уплотнений. Поэтому в этом случае также необходима остановка со срывом вакуума.

Внезапное понижение уровня масла в баке при невозможности его восстановления требует быстрой остановки во избежание срыва масляных насосов и нарушения маслоснабжения. Срочные меры по остановке ротора следует предпринять при возникновении пожара или его серьезной угрозе.

При аварийной остановке со срывом вакуума необходимо прекратить доступ пара в турбину с помощью кнопки выключения и потребовать остановки котла (при блочной схеме турбоустановки). При этом пар, вырабатываемый некоторое время котлом, в силу его большой аккумулирующей способности нельзя сбрасывать в конденсатор через БРОУ, что обеспечивает блокировка БРОУ на открытие. Через предохранительные клапаны паропроводов пар выпускают в атмосферу. Далее необходимо убедиться в том, что турбина надежно отключена от паропроводов и не вырабатывает мощности; только после этого можно отключить генератор от сети (см. § 14.2). Затем открывают задвижку срыва вакуума и отключают эжектор.

Далее, если ГПЗ и ее байпас не закрыты, то их следует закрыть, для того чтобы случайные неправильные действия персонала или неполадки в системе регулирования не привели к открытию клапанов и разгону турбины. Необходимо обеспечить нормальную работу системы смазки (проверить включение пусковых или резервных масляных насосов), конденсатных насосов (включить рециркуляцию в конденсатор), деаэратора (перевести его на работу паром от постороннего источника).

Дальнейшая остановка ведется обычным способом. При выбеге ротора необходимо особенно тщательно прослушать уплотнения и записать время выбега ротора.

Приведем несколько примеров, когда срыва вакуума не требуется.

Пример 14.7. При изменениях температуры свежего пара или пара промежуточного перегрева, выходящих за пределы, предусмотренные противоаварийной инструкцией, нет необходимости срывать вакуум. Достаточно просто отключить турбину и проследить за выбегом ротора.

Пример 14.8. Срыв вакуума при повышении температуры выходного патрубка сверх допустимой не нужен, так как это может вызвать дополнительный его нагрев за счет увеличения трения ротора о среду.

Остановка без срыва вакуума необходима при сильном ухудшении вакуума, при поломках в системе регулирования, которые невозможно устранить на ходу, и в некоторых других случаях, за-

фиксированных в противоаварийных инструкциях. При аварийной остановке без срыва вакуума нет необходимости выпускать пар, вырабатываемый котлом, в атмосферу, а можно его направить через БРОУ в конденсатор.

При возникновении аварийного положения, не предусмотренного противоаварийной инструкцией, персонал должен действовать быстро, но продуманно. Прежде всего, надо уяснить, что же произошло. Для этого необходимо быстро собрать всю возможную информацию, имеющую отношение к аварии, и мысленно представить себе процесс развития аварии. Это позволит предположить причину возникновения аварии.

Очень большую пользу при этом оказывает знание конкретной турбины, ее особенностей и истории эксплуатации. Конечно, все это надо делать быстро, иногда в считанные секунды. Приняв решение, необходимо приступить к ликвидации сначала последствий, а затем причин аварии.

14.6. ОСТЫВАНИЕ ТУРБИНЫ И ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГОБЛОКА ПРИ ОСТАНОВКЕ В ГОРЯЧИЙ РЕЗЕРВ

После полного выбега ротора и включения в работу валоповоротного устройства начинается процесс естественного остывания турбины и других элементов турбоустановки. *В период остывания прекращение вращения ротора и подачи масла на подшипники турбины не допускается.* Обычно в течение первых 8 ч ротор вращается валоповоротным устройством непрерывно, а в дальнейшем ротор периодически (с увеличивающимся периодом) поворачивают на 180 °С. Прекращение вращения ротора недопустимо из-за его неравномерного остывания и появления теплового прогиба. Подача масла к подшипникам необходима, во-первых, для уменьшения трения в подшипниках при вращении ротора валоповоротным устройством и, во-вторых, для снятия тепла, аккумулированного в турбине при ее работе и притекающего по валу к подшипникам при ее остановке.

При остывании хорошо изолированной турбины интенсивность теплообмена между окружающим воздухом и турбиной очень мала. Поэтому опасных температурных напряжений в ее деталях не возникает. *Наибольшую опасность представляют временные деформации корпуса турбины, возникающие вследствие неравномерного остывания.*

Наиболее серьезные последствия возникают из-за появления разности температур между верхней и нижней образующими корпуса. Это приводит к выгибу корпуса вверх. Разность температур возникает по трем основным причинам.

1. Недостаточность или некачественность изоляции низа корпуса. Особенно сильно это сказывается при сборной изоляции.

Сборная изоляция состоит из жестких теплоизоляционных изделий и гибких матрацев из базальтовой и минеральной ваты. Эти изделия в несколько рядов крепятся проволокой к основной несущей части каркаса. Каркас составляют бандажи, прикрепленные к корпусу турбины на заводе, и опорные шпильки, привариваемые к бандажам на станции при установке изоляции. Для ликвидации щелей между изделиями пространство между ними промазывается специальным раствором. Пространство между шпильками фланцевого разъема изолируется съемными матрацами из асбестовой или стеклянной ткани, заполненной минеральной или базальтовой ватой.

Монтаж сборной изоляции весьма трудоемок и, как показывает опыт эксплуатации, не может обеспечить надежной теплоизоляции: при частых пусках, остановках и вибрации нарушается связь между металлом корпуса и изоляцией, между отдельными изоляционными изделиями появляются щели, куда проникает холодный воздух, снижая эффективность теплоизоляции и вызывая неравномерность остывания корпуса турбины.

Эти недостатки сборной изоляции привели к появлению так называемой торкретированной изоляции, состоящей из смеси асбестового волокна, перлитного песка и связующей массы, наносимой на поверхность турбины методом напыления с помощью специальной пневматической установки. В результате после высушивания образуется бесшовная монолитная конструкция из легковесной массы.

На рис. 14.7 показан пример появления разности температур между верхом и низом корпусов мощной турби-

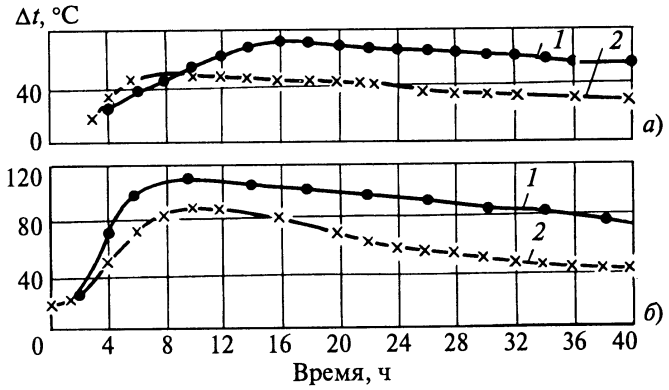


Рис. 14.7. Разность температур верха и низа корпуса турбины

а — ЦВД; *б* — ЦСД; *1* — с обычной изоляцией; *2* — с напыленной изоляцией

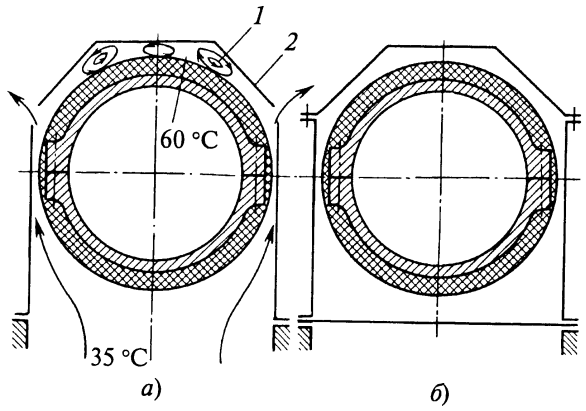


Рис. 14.8. Негерметичная (*а*) и герметичная (*б*) конструкции обшивки турбины
1 — застойная зона; *2* — обшивка

ны, при использовании сборной и торкретированной изоляции, иллюстрирующей достоинства последней: если при сборной изоляции разность температур достигала в ЦСД 100 °С и выше, то при изоляции напылением она уменьшалась до 85 °С. Нормальная работа современных мощных турбин немыслима без хорошей изоляции.

2. Отвод тепла от низа корпуса по патрубкам отборов. После остановки турбины вдали от нее температура паропроводов отбора быстро снижается, а корпус турбины остается горячим, поэтому вдоль паропровода происходит интенсивный отток тепла. Он будет особенно большим при плохой изоляции паропроводов отбора.

3. Негерметичность и неправильное выполнение обшивки турбины. Например, при конструкции обшивки, показанной на рис. 14.8, *а*, холодный воздух из конденсационного помещения может проникать под изоляцию турбины, охлаждать ее низ и вытекать через отверстия в обшивке. Над верхней частью корпуса при этом образуется застойная вихревая зона, температура в которой по измерениям может достигать примерно 60 °С, в то время как под турбиной она находится на уровне 35 °С. При установке под корпусом турбины герметизирующего листа (рис. 14.8, *б*) охлаждение корпуса становится равномерным и разность температур верха и низа корпуса уменьшается.

Для ликвидации возникающих разностей температур верха и низа используют различные способы. Весьма эффективным является создание в отдельных камерах корпуса циркуляционных токов посредством небольших сопл (рис. 14.9), к которым подается пар из коллектора обогрева фланцев.

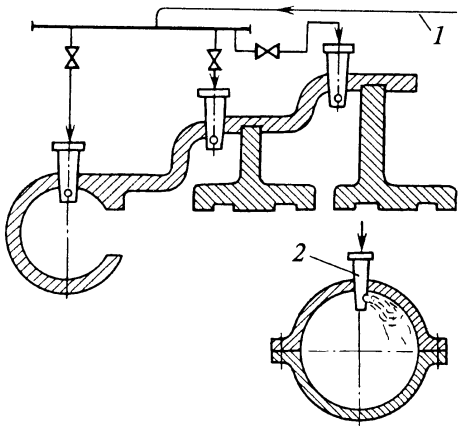


Рис. 14.9. Выравнивание разницы температур верха и низа корпуса турбины с помощью сопл
1 — пар из коллектора обогрева; *2* — сопло

14.7. УХОД ЗА ОСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНОЙ

За остановленной турбиной необходим тщательный уход. Наибольшую опасность для остановленной турбины и некоторых других элементов турбоустановки представляет стояночная коррозия.

Основной причиной стояночной коррозии является одновременное присутствие влаги и воздуха, поэтому при остановке турбины должны быть приняты меры для исключения их одновременного попадания в турбину. Для этого паропровод, подводящий пар к турбине, снабжается специальным вентилем обеспаривания, который открывается на атмосферу сразу же после остановки турбины. Камера регулирующей ступени турбины, камеры отборов, паровые коробки регулирующих клапанов, перепускные трубы (от стопорных клапанов к регулирующим) также должны быть сообщены с атмосферой во избежание скопления конденсата, который может испаряться и через неплотности арматуры попадать в турбину.

При остановке турбины в длительный резерв принимаются дополнительные меры. Турбина с помощью заглушек надежно отключается от всех паропроводов, по которым может быть протечка пара: от паропроводов свежего пара, паропроводов отборов, регенеративных подогревателей и т.д. Вал турбины дополнительно уплотняется асбестовым шнуром, а в паровое пространство конденсатора устанавливают противни с хлористым кальцием для поглощения влаги. Особая забота проявляется по отношению к шейкам подшипников: для создания защитного слоя масла не реже 1 раза в неделю через подшипники прокачивается масло, а ротор

поворачивается валоповоротным устройством на несколько оборотов.

Еще более эффективным средством борьбы со стояночной коррозией является подача внутрь турбины теплого сухого воздуха или инертного газа, чаще всего азота. Для этого с помощью вентилятора из машинного зала засасывается воздух, пропускается через нагреватель, где он нагревается на 3—5 °С выше температуры окружающей среды и с небольшим избыточным давлением подается в турбину, из которой он выходит через концевые уплотнения.

14.8. ПУСК НЕБЛОЧНОЙ ПТУ ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

Если при пуске неблочной турбины из холодного состояния основная трудность состоит в том, что поступающий в турбину пар имеет слишком высокую температуру по сравнению с температурой металла, то при пуске из горячего и неостывшего состояний возникает другая трудность: пар, поступающий в турбину, может иметь более низкую температуру, чем ее металл. Связано это с тем, что, как правило, за время стоянки паропровод и арматура на нем (магистральная задвижка, ГПЗ, стопорный и регулирующие клапаны) остывают быстрее, чем сама турбина. Поэтому свежий пар, поступающий из станционного коллектора и проходящий по паропроводу в турбину, остывает.

Поступление охлажденного пара в турбину нежелательно по следующим основным причинам:

1) быстрое охлаждение ротора относительно корпуса приводит к сокращению ротора и выборке входных осевых зазоров в проточной части;

2) охлаждение ротора и корпуса турбины происходит неравномерно по толщине, и в них возникают дополнительные температурные напряжения, циклическое повторение которых способствует появлению трещин термической усталости;

3) охлаждение турбины приводит к необходимости повышать ее температуру в дальнейшем, что вызывает ограничение по скорости набора нагрузки.

Перечисленные обстоятельства позволяют сформулировать принципы, на которые необходимо опираться при проведении пусков неблочных турбин из неостывшего и горячего состояний;

1) температура свежего пара должна иметь номинальное значение;

2) паропроводы свежего пара и всю установленную на нем арматуру необходимо тщательно прогреть, для того чтобы не происходило остывания движущегося по ним пара;

3) следует исключить все источники охлаждения трубопроводов, арматуры и деталей турбины. В частности, становится совершенно недопустимой подача на уплотнения относительно холодного пара из уравнительной линии деаэраторов, поскольку в отсутствие потока тепла по валу от пара, протекающего через турбину, происходят охлаждение ротора и его опасное сокращение;

4) если по условиям температурного состояния невозможно подать в турбину пар более высокой температуры, чем температура металла, то необходимо производить как можно быстрее разворот турбины и взятие начальной нагрузки, с тем чтобы не охладить детали и не вызвать опасного сокращения ротора.

Порядок пуска ПТУ из горячего и неостывшего состояний принципиально не отличается от пуска из холодного состояния. Отличие состоит в длительности и порядке проведения отдельных операций, которые должны обеспечить безопасный пуск и минимальный расход энергии на собственные нужды и пусковые потери тепла.

Перед пуском турбоустановки обязательно следует убедиться в отсутствии чрезмерной разности температур между верхом и низом корпуса ЦВД, которая может возникнуть при остывании турбины. Если она превышает предельно допустимую, то пуск турбины запрещается. Точно так же необходимо проследить за положением ротора относительно корпуса, поскольку при стоянке ротор может чрезмерно сократиться.

Пуск ПТУ осуществляется в соответствии с пусковым графиком.

Прогрев паропровода при пусках из горячего и неостывшего состояний не требует много времени, поэтому начинать подготовительные операции целесообразно с пуска конденсационной установки.

В процессе пуска конденсационной установки и прогрева паропроводов выполняют проверку систем защиты и регулирования.

После проверки работы валоповоротного устройства необходимо, сделав соответствующие переключения в схеме подачи пара на уплотнения, включить его и подать на «горячие» уплотнения горячий пар, на «холодные» — холодный. Затем включить в работу эжектор уплотнений.

Этап разгона, синхронизации и начального нагружения производится точно так же, как и при пуске из холодного состояния, за исключением того,

что их ни в коем случае нельзя задерживать. Необходимо четко усвоить, что если при пуске из холодного состояния задержка в пуске не представляет опасности для турбины и влечет только перерасход топлива, то *при пуске из горячего и неостывшего состояний задержка в пуске вызывает опасность задеваний из-за сокращения ротора и дополнительные температурные напряжения и ограничивает скорость набора нагрузки на последующих этапах.*

Быстрому развороту и набору нагрузки способствуют отсутствие конденсации в корпусе турбины и невозможность хрупкого разрушения ротора (см. § 17.2), поскольку, его температура значительно выше критической температуры хрупкости.

Хотя турбину следует разгонять и нагружать как можно скорее, это необходимо делать не в ущерб проверкам состояния ее проточной части и систем защит. В процессе пуска эти системы должны тщательно проверяться, а турбина прослушиваться.

14.9. ПУСК ЭНЕРГОБЛОКОВ ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

Трудности, возникающие при пуске из неостывшего и горячего состояний блочных турбинных установок, в общем, не отличаются от трудностей, возникающих при таких же пусках для неблочных турбин. *Основная сложность состоит в необходимости поддержания соответствия температуры пара температуре металла отдельных узлов блока.*

Мощные блоки выполняются с промежуточным перегревом (в отличие от неблочных турбин), и поэтому при пусках из горячего и неостывшего состояний приходится заботиться не только о ЦВД, но и о ЦСД.

На рис. 14.10 очень упрощенно показана схема паропроводов свежего пара и паропроводов промежуточного перегрева, на которой указаны типичные значения температур металла отдельных узлов турбоустановки после остановки блока на 8 ч. Видно, что за это время меньше всего остыли корпуса ЦВД и ЦСД, а сильнее всего — паропроводы «горячего» промежуточного перегрева и перепускные трубы ЦВД. Это обстоятельство сильно усложняет технологию пуска.

Действительно, если температура металла ЦВД составляет 480 °С, то в турбину следует подавать пар с температурой 530 °С. Если в процессе пуска удается установить за котлом эту температуру, а затем открыть байпас ГПЗ для толчка ротора, то в турбину будет поступать пар, сильно охлажден-

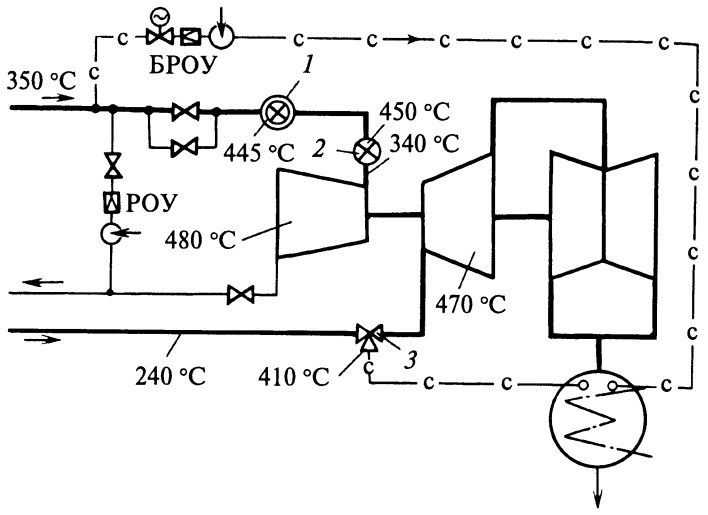


Рис. 14.10. Пусковая схема с одной БРОУ и РОУ для пуска из горячего состояния

1, 2, 3 — стопорный, регулирующий и сбросной клапаны соответственно

ный из-за дросселирования в байпасе ГПЗ и при движении по холодным паропроводам. Чтобы учесть это обстоятельство, можно поднять температуру перед ГПЗ еще выше (но не выше номинальной). В этом случае детали ЦВД могут оказаться в безопасности. Однако другие элементы паропровода, в частности, значительно остывшие корпуса стопорного и регулирующего клапанов, перепускные трубы, окажутся под воздействием слишком высокой для них температуры. Тракт от ГПЗ до закрытых регулирующих клапанов необходимо прогревать отдельно. При этом открытие байпаса должно производиться вполне определенным образом, т.е. так, чтобы не охладить корпус стопорного клапана (поскольку в дальнейшем его придется нагревать), но и не разогревать паропроводы за ГПЗ с опасной скоростью. Аналогичное положение возникает и при прогреве регулирующих клапанов, расположенных за ними перепускных труб и собственно турбины. Это приводит к тому, что выполнить все требования в полной мере без значительного увеличения пусковых потерь становится невозможно. Поэтому, разрабатывая технологию пуска из горячего или неостывшего состояния, наладочные организации часто выбирают компромиссный вариант, при котором обеспечивается надежность всех элементов схемы с точки зрения температурных напряжений при небольшом, однако, охлаждении ЦВД. Последнее обстоятельство крайне нежелательно из-за относительного сокращения ротора, но не опасно при достаточно быстром пуске.

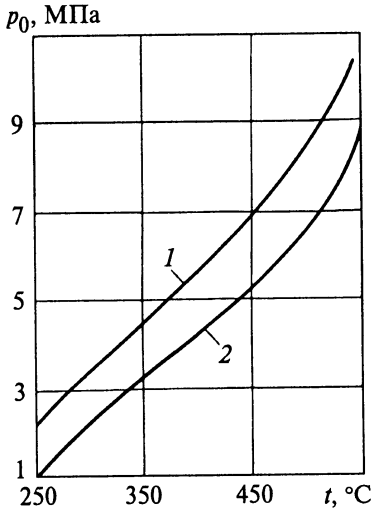


Рис. 14.11. Зависимость давления свежего пара за котлом от температуры, необходимой для подачи пара в турбину
1 — для прямоточного котла; *2* — для барабанного котла

Таким образом, *тщательное поддержание режима при пусках из горячего состояния является непременным условием безопасной и долговечной работы оборудования.*

Выше, говоря о необходимости получения перед ГПЗ пара почти номинальной температуры, мы не рассматривали технические возможности котла. Получить такой пар за котлом можно лишь при достаточно большом давлении. Например (рис. 14.11), для получения пара с температурой 560 °С необходимо иметь давление за барабанным котлом примерно 9 МПа, а за прямоточным — более 10 МПа. Таким образом, приведение ротора во вращение и нагружение при пуске энергоблока из горячего состояния происходят при значительно больших давлениях и температурах, чем при пуске из холодного состояния. А это приводит к тому, что холостой ход и малые нагрузки турбины обеспечиваются при малой степени открытия регулирующих клапанов, что вызывает сильное дросселирование пара в клапане и снижение его температуры. Иногда даже при превышении температуры пара и перепускных труб на 50—100 °С по отношению к температуре металла турбин в результате дросселирования при частичном открытии клапана температура металла оказывается все же выше температуры поступающего пара.

Радикальной мерой борьбы с охлаждением пара из-за дросселирования является начальное нагружение турбины не путем постепенного открытия регулирующих клапанов, а путем увеличения паропроизводительности и параметров за котлом. Кроме того, когда охлаждение цилиндра по ряду причин становится неизбежным, необходимо режим разворота, синхронизации и начального нагружения вести достаточно быстро, в строгом соответствии с графиком-заданием.

Повышенные параметры пара перед началом вращения ротора и при начальном нагружении требуют усиленной форсировки котла. В пусковых схемах с двумя обводами (см. рис. 13.3, *а*) повышенная форсировка не вызывает особых сложностей, так как пар, проходящий через БРОУ-2, охлаждает промежуточный пароперегреватель. В схеме с одним обводом для охлаждения промежуточного пароперегревателя используют РОУ (см. рис. 14.10), подводящую пар из паропроводов свежего пара. Одновременно при этом производят прогрев тракта промежуточного перегрева.

Так же, как и при пуске из холодного состояния, в пусковых схемах с прямоточными котлами важное значение имеет этап перехода на номинальное давление свежего пара (перевода давления). Однако, если при пусках из холодного состояния следовало опасаться за прочность регулирующих клапанов и расположенных за ними перепускных труб, то при пусках из горячего и неостывшего состояний перевод давления вызывает опасность охлаждения паровпускной части ЦВД.

На рис. 14.12 точка *A*, изображает состояние пара перед полностью открытыми регулирующими клапанами в момент начала перевода давления, когда

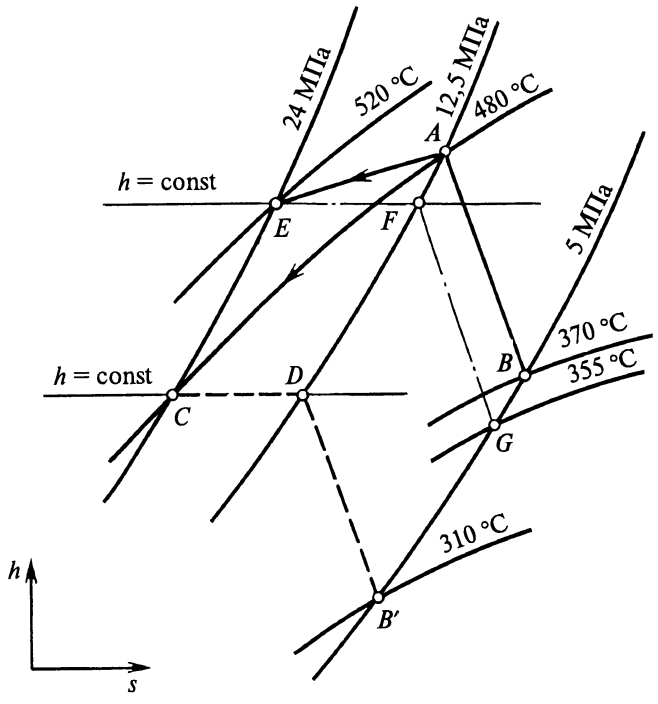


Рис. 14.12. Изменение температуры в камере регулирующей ступени при переводе давления

температура достигла 480 °С, давление 12,5 МПа. Линия *AB* изображает процесс расширения пара в регулирующей ступени. Если для перевода давления быстро и одновременно прикрыть все регулирующие клапаны и тем самым при неизменной температуре поднять давление до 24 МПа (переместиться в точку *C*), то протекающий через регулирующие клапаны пар сначала будет дросселироваться (линия *CD*), а затем расширяться в регулирующей ступени (линия *DB'*) до прежнего давления 5 МПа (поскольку расход пара не изменился). В результате этого в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой 310 °С, т.е. на 60 °С меньшей, чем до перевода давления. Если вместе с повышением давления до 24 МПа увеличить и температуру пара за котлом, скажем, до 520 °С, то процесс расширения пойдет по линии *EFG* и в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой уже 355 °С. На практике так и поступают. К сожалению, во многих случаях поднимать температуру пара очень быстро нельзя, так как это может привести к перегреву корпусов стопорных и регулирующих клапанов, которые к моменту начала перехода на номинальное давление могут иметь относительно низкую температуру. Поэтому процесс перевода давления достаточно длителен и может занимать 10—20 мин.

Пуск энергоблоков из неостывшего состояния принципиально не отличается от пуска из горячего состояния. Последовательность операций при пусках из горячего и неостывшего состояний такая же, как и при пусках из холодного состояния. Основные отличия связаны с необходимостью очень тщательного выполнения графиков-заданий и быстротой выполнения ряда операций, при которых происходит охлаждение элементов ЦВД: при синхронизации и включении турбогенератора в сеть, наборе нагрузки до получения в проточной части турбины температур, отвечающих состоянию ее металла, и переводе давления.

Контрольные вопросы

1. Почему при остановке турбины происходит относительное сокращение ротора?
2. Почему относительное сокращение ротора более опасно, чем его относительное удлинение?
3. Назовите технологические способы, с помощью которых не допускают значительных относительных сокращений ротора.
4. Почему турбоагрегаты не разгружают путем полного сброса нагрузки?
5. Можно ли сразу же после воздействия кнопкой выключения на систему регулирования и защиты отключать генератор от сети?
6. Почему при остановке турбины обязательно снимается кривая выбега?
7. Когда турбину останавливают с расхолаживанием?
8. Какой выигрыш получается при ускоренном расхолаживании турбины?
9. При нормальной работе турбины обнаружено нарушение уплотнения поршня сервомотора, расположенного в корпусе переднего подшипника. Какого типа остановку необходимо использовать для замены уплотнительных колец сервомотора? Как изменится ответ, если неполадки возникнут в конденсатном насосе?
10. Когда следует использовать аварийную остановку со срывом вакуума, а когда без срыва?
11. Почему при аварийной остановке со срывом вакуума не допускается работа БРОУ на пускоприемное устройство конденсатора?
12. Почему после полного выбега ротора необходимо включать валоповоротное устройство?
13. Почему при работе на валоповоротном устройстве после выбега ротора необходимо прокачивать масло через подшипники?
14. Назовите основные причины выгиба корпуса.
15. Каковы преимущества торкретированной изоляции перед сборной?
16. Назовите способы, применяемые для выравнивания температур по сечению корпуса для уменьшения его выгиба.
17. Почему при стоянке турбины необходимо предотвратить попадание внутрь нее влаги?
18. Назовите способы консервации турбины на долгий срок.
19. В чем состоит основная трудность пуска неблочной турбины из горячего состояния?
20. Назовите принципы, которыми следует руководствоваться при пуске горячей турбины.
21. Почему при пуске из горячего состояния разворот и нагружение турбины следует производить очень быстро?
22. Назовите, в чем основная трудность пуска блочных установок из горячего и неостывшего состояний.
23. Почему при переводе котла на работу с номинальным давлением происходит относительное сокращение ротора?

Глава пятнадцатая

МАНЕВРЕННОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

15.1. ГРАФИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗОК И СПОСОБЫ ИХ ПОКРЫТИЯ

Производство электрической энергии в любой момент времени должно совпадать с ее потреблением. На рис. 15.1 показан типичный суточный график потребления электроэнергии крупным промышленным городом. Часть потребителей электроэнергии работает круглосуточно (например, трехсменные промышленные предприятия), часть — только днем (например, односменные промышленные предприятия), а часть — только в определенные часы суток (например, освещение). В результате при суммировании всех нагрузок получается зависимость электрической нагрузки от времени суток, которую называют суточным графиком электрической нагрузки. *Выработка электроэнергии в соответствии с этим графиком называется покрытием электрического графика нагрузки.*

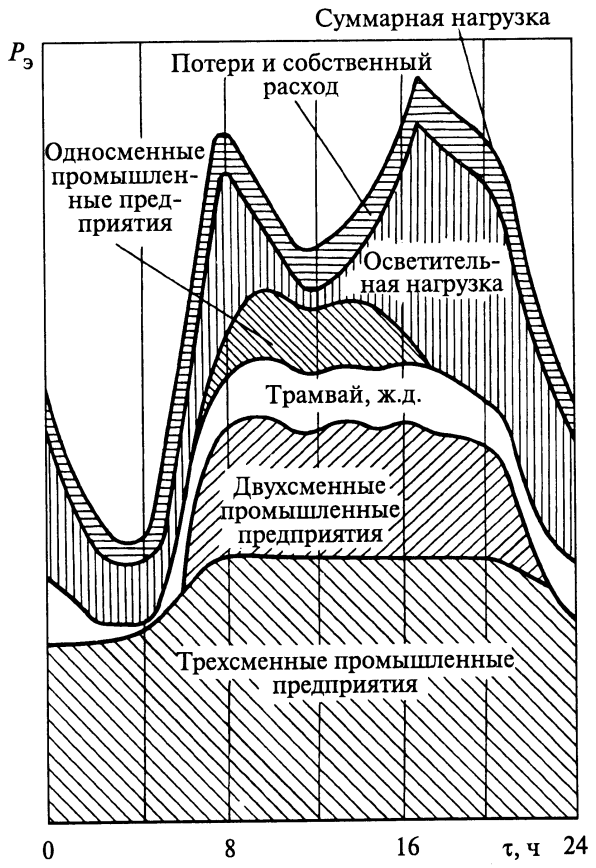


Рис. 15.1. График суточной электрической нагрузки промышленного города

График электрической нагрузки принято делить на три зоны: базовую, полупиковую и пиковую (рис. 15.2). Базовая зона лежит ниже уровня минимальной нагрузки. Отношение минимальной нагрузки к ее максимальному значению называется коэффициентом неравномерности графика нагрузки. Например, для графика, приведенного на рис. 15.2, коэффициент неравномерности $\alpha = 0{,}6$.

Если на графике нагрузки провести линию, соответствующую средней нагрузке, то область, лежащая выше этой линии, называется пиковой зоной. Отношение средней нагрузки к максимальной называется плотностью графика нагрузки. Например, плотность графика, приведенного на рис. 15.2, составляет $\beta = 0{,}83$. Область графика, расположенная между пиковой и базовой зонами, называется полупиковой.

В идеальном случае всякая энергосистема должна располагать энергетическим оборудованием для работы в соответствующей области графика нагрузки.

Для покрытия базовой зоны используются мощные ГРЭС и АЭС с энергоблоками 160—1200 МВт, ТЭЦ с турбоустановками 100—250 МВт. В отдельные периоды (например, во время паводков), а также в тех энергосистемах, где доля установленной мощности ГЭС велика (например, в Сибири), к покрытию базовой части графика привлекаются и ГЭС.



Рис. 15.2. Основные зоны графика электрической нагрузки
1 — минимальная нагрузка; *2* — средняя нагрузка

Использование электростанций с мощными дорогостоящими высокоэкономичными энергоблоками, в том числе и ТЭЦ для покрытия полупиковой и тем более пиковой зон графика нагрузки нецелесообразно. Связано это с тем, что всякое недоиспользование высокоэкономичных агрегатов приводит к удорожанию электроэнергии, вырабатываемой ими.

Вместе с тем необходимо подчеркнуть, что для мощных экономичных энергоблоков маневренность не является чем-то второстепенным. Как показывает опыт эксплуатации и у нас, и за рубежом, моральное старение оборудования, т.е. снижение его экономических показателей по сравнению с новым оборудованием, происходит гораздо быстрее, чем физическое «старение», т.е. способность выполнять свои функции, хотя и при сниженных показателях. Поэтому, как правило, мощное высокоэкономичное оборудование работает в базовом режиме первые 15—20 лет эксплуатации. Далее, по мере ввода нового более эффективного оборудования старое оборудование сначала работает в режиме периодических разгружений и нагружений, затем с остановками на конец недели и, наконец, с ежесуточными ночными остановками в горячий резерв. Поэтому с самого начала, при проектировании и изготовлении, даже самые новые энергоблоки должны обладать определенным «запасом» по маневренности, который будет использован после 15—20 лет работы.

Имеется и еще одно обстоятельство, специфичное для нашей энергетики и обусловливающее необходимость высокой маневренности всех вводимых энергоблоков, работающих на органическом топливе. Дефицит органического топлива в европейской части России заставляет широко использовать АЭС, которые по техническим и экономическим причинам не могут работать в маневренном режиме. Поэтому все вводимое оборудование, работающее на органическом топливе, должно удовлетворять определенным требованиям по маневренности, которые рассмотрены ниже.

Лучшим энергетическим оборудованием для покрытия полупиковой и пиковой зон графика электрической нагрузки являются турбоагрегаты ГЭС, пуск и остановка которых могут быть проведены за несколько минут. Особенно подходящими они являются для европейской части России, где, с одной стороны, в ряде энергосистем неравномерность графика нагрузки велика, а с другой — недостаток воды в водохранилищах не позволяет ГЭС нести нагрузку постоянно. Однако установленная мощность ГЭС мала (например, в европейской части она составляет примерно 13 % всей мощности), и поэтому для покрытия переменной части графика нагрузки приходится привлекать ТЭС, ТЭЦ, а в некоторых случаях и АЭС.

Для покрытия пиковой зоны графика электрической нагрузки используют оборудование, которое можно быстро пускать и останавливать, чаще всего газотурбинные установки, а также устаревшее паротурбинное оборудование на сниженные начальные параметры пара. Хотя эти агрегаты и обладают значительно меньшей экономичностью, чем базовые, их использование в пиковой области оказывается целесообразным вследствие малого числа часов работы в году (500—1000 ч).

Особые проблемы возникают при покрытии полупиковой части графика нагрузки, так как оборудование, используемое для этой цели, должно быстро пускаться и останавливаться и в то же время обладать высокой экономичностью, так как оно останавливается только на ночь, на субботу и воскресенье, т.е. работает 3000—4000 ч в год.

Реальные энергосистемы не обладают идеальной структурой энергетических мощностей, которая обеспечивает покрытие графика электрической нагрузки соответствующими агрегатами. В большинстве случаев в энергосистеме имеется избыток базовых и недостаток пиковых и полупиковых мощностей. Поэтому приходится часть базовых турбоагрегатов переводить в режим регулярных пусков и остановок, терпя при этом убытки из-за перерасхода топлива и снижения надежности оборудования.

Для покрытия переменной части суточного графика электрической нагрузки в конкретной энергосистеме наиболее важное значение имеют диапазон изменения электрической нагрузки в характерные часы суток [например, утренний пик нагрузки и ее уменьшение при ночном провале (см. рис. 15.1 и 15.2)] и скорость изменения электрической нагрузки в эти часы. Чем больше диапазон суточного изменения нагрузки и потребные скорости ее изменения, тем в более трудных условиях работает оборудование электростанций. Если электростанции не успевают отслеживать потребности электрического графика, то в электрической сети происходит недопустимое повышение или снижение частоты сети. Это приводит не только к потерям различного рода у потребителей электроэнергии, но и угрожает надежности работы турбин электростанций.

Возможность привлечения теплофикационных установок к регулированию графика электрической нагрузки тесно связано с покрытием ими графика тепловой нагрузки.

В соответствии с санитарными нормами трудовая деятельность человека и его домашний отдых должны протекать в определенных комфортных условиях: все помещения должны отапливаться, вентилироваться, снабжаться горячей водой; в жилых помещениях температура воздуха должна составлять +18 °С, в поликлиниках, больницах, детских учреждениях +20 °С, в общественных заданиях +16 °С. Эти комфортные условия могут быть реализованы только при подводе к объекту отопления (абоненту) вполне определенного количества тепла, которое, конечно, обеспечив санитарные нормы, в конечном счете, уйдет в атмосферу.

Одним из главных источников тепла в крупных городах являются ТЭЦ, подающие тепло к абонентам в виде горячей сетевой воды.

Ясно, что в различное время года для отопления необходимо различное количество тепла. Чем теплее на улице, тем меньшее количество тепла требуется для отопления (рис. 15.3, *а*). При некоторой температуре (на рис. 15.3, *а* это +10 °С) отопление зданий отключается, и поступающее тепло расходуется только на нагрев водопроводной воды для бытовых целей. Температура наружного воздуха $t_{н.в}$ определяет не только количество тепла, которое необходимо подвести к абонентам, но и температуру сетевой воды. Чем ниже $t_{н.в}$, тем большее количество тепла будет уходить в атмосферу в единицу времени, больше его требуется для поддержания комфортных условий в отопительных объектах и тем более высокую температуру $t_{п.с}$ (см. рис. 15.3, *б*) должна иметь вода, поступающая к отопительным объектам.

Таким образом, *при имеющейся структуре потребителей тепла конкретного района, обслуживаемого конкретной ТЭЦ, температура наружного воздуха* $t_{н.в}$ *определяет количество тепла, которое ТЭЦ должна отпустить с сетевой водой, причем температуры воды, покидающей ТЭЦ и поступающей к ней, будут вполне определенными.* Говорят, что ТЭЦ должна работать в соответствии *с температурным графиком тепловой сети* (рис. 15.3, *б*). График имеет несколько характерных точек, определяющих как выбор оборудования ТЭЦ, нагревающего воду, так и ее работу в различные периоды года.

Первая характерная точка — минимальная расчетная температура наружного воздуха $t^{р}_{н.в}$. Она определяется в первую очередь климатическими условиями и в соответствии со строительными нормами составляет, например, для Москвы и Санкт-Петербурга –25 °С, а для Томска –40 °С. Температуре $t^{р}_{н.в}$ соответствует максимальный расчетный отпуск тепла и максимальная расчетная температура прямой сетевой воды $t^{р}_{п.с}$. Для этого же режима на этапе проектирования выбирают максимальные значения обратной сетевой воды $t^{р}_{о.с}$. При выбранных $t^{р}_{п.с}$, $t^{р}_{о.с}$ и известной тепловой нагрузке однозначно определяется необходимый для удовлетворения потребителя расход сетевой воды:

$$W_{с.в} = Q^{макс}_{т}[c_{в}(t^{р}_{п.с} - t^{р}_{о.с})],$$

где $Q^{макс}_{т}$ — максимальная расчетная тепловая нагрузка (см. рис. 15.3, *а*).

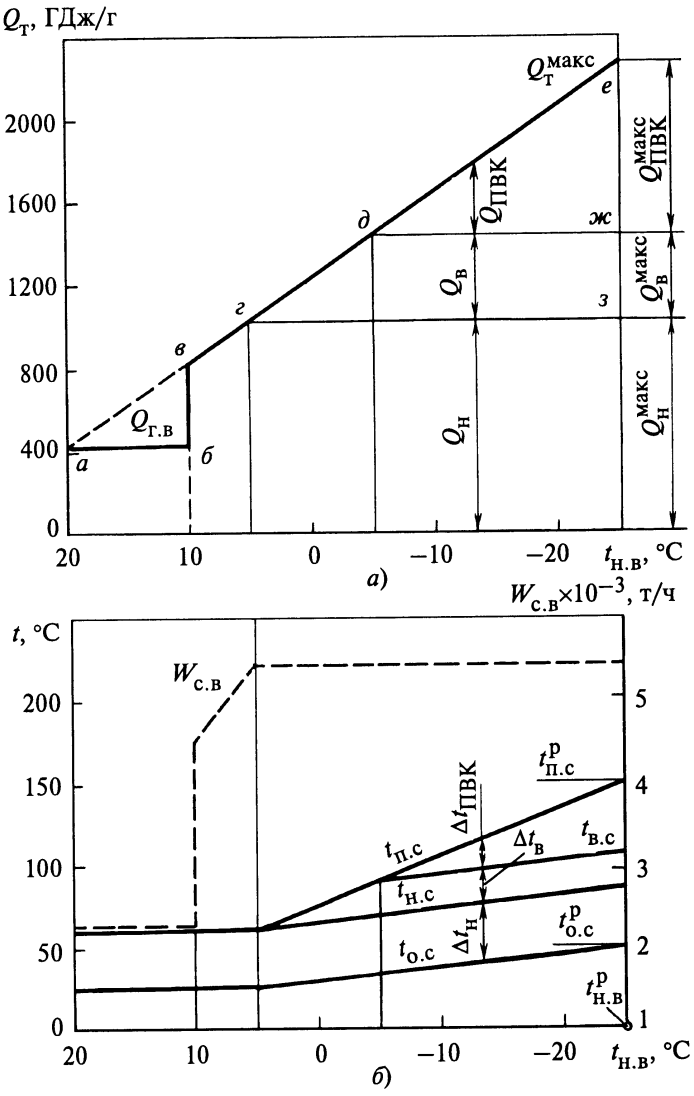


Рис. 15.3. Потребление тепла (*а*) и температурный график сети (*б*)

Выбор $t^{р}_{п.с}$ зависит от климатического района и дальности передачи тепла и определяется технико-экономическими расчетами. Обычно $t^{р}_{п.с}$ составляет 130, 150, 180, 200 °С. Важно, что эта температура определяет тот минимальный уровень давления воды в трубопроводах, который исключает вскипание сетевой воды.

С увеличением $t_{н.в}$ потребление тепла, а также температура прямой и обратной сетевой воды уменьшаются линейно. При снижении $t_{н.в}$ до некоторого значения (обычно +8 °С) и сохранении ее в течение трех суток отопление жилых и общественных зданий прекращается. Тепло используется только для горячего водоснабжения, причем прямая вода должна иметь температуру 70—75 °С, для того чтобы обеспечить нагрев водопроводной воды в соответствии с санитарными нормами до 60 °С.

Таким образом, *теплофикационная установка ТЭЦ — это установка, в которой осуществляется нагрев обратной сетевой воды с температурой* $t_{о.с}$ *до температуры прямой сетевой воды* $t_{п.с}$ *в соответствии с температурным графиком при любом ее расходе.*

Вернемся еще раз к рис. 15.3 для более четкого уяснения работы теплофикационной установки ТЭЦ.

Летом, когда на улице тепло, отапливать помещения нет необходимости. Однако необходимость в горячей воде остается (простейший пример — для мытья в душе и грязной посуды в кухне). Поэтому ТЭЦ отпускает небольшое количество воды (в нашем примере на рис. 15.3, *а* 2200 т/ч) с температурой 60 °С. Нагрев этой воды осуществляется только в нижнем сетевом подогревателе. Если, например, принять, что прямая сетевая вода должна иметь температуру 75 °С, а температурный напор в сетевом подогревателе δt = 5 °С, то температура конденсации пара составит 65 °С, что означает, что в нижнем ПВД должно поддерживаться давление p_s = 47,4 кПа.

Прямая сетевая воды с температурой 70—75 °С поступает в теплообменники тепловых узлов, расположенных во дворах домов. В этих теплообменниках горячая сетевая вода нагревает обычную водопроводную воду и с температурой 30 °С возвращается на ТЭЦ. Нагретая водопроводная вода используется в бытовых целях и сливается в канализацию.

С приближением осени температура наружного воздуха уменьшается, в помещениях становится холоднее, и поэтому при температуре +10 °С включается отопление. При этом ни температура $t_{п.с}$, ни $t_{о.с}$ не изменятся, а расход сетевой воды резко возрастает, так как ее необходимо использовать для нагрева воды, циркулирующей в батареях наших домов. Этот процесс изображается отрезком *б—в* на рис. 15.3, *а*.

При дальнейшем снижении температуры теплосъем со зданий увеличивается, потребность в тепле растет (отрезок *в—г*), поэтому расход сетевой воды $W_{с.в}$ повышают до максимального значения, определяемого возможностями сетевых насосов (в нашем случае $W^{макс}_{с.в}$ = 5400 т/ч).

Дальнейшее повышение теплопроизводительности теплофикационной установки возможно только повышением давления в нижнем сетевом подогревателе или подключением верхнего. Рациональнее оказывается второе: в точке *г* подключается верхний подогреватель, давление в нем выше, чем в нижнем, и поэтому выходящая из него сетевая вода будет иметь бóльшую температуру.

По мере снижения $t_{н.в}$ тепловые нагрузки сетевых подогревателей будут перераспределяться: доля верхнего подогревателя будет расти, а нижнего уменьшаться. В некоторой точке *д* подключают ПВК и, увеличивая его тепловую нагрузку, повышают температуру прямой сетевой воды вплоть до 150 °С.

Из рис. 15.3, *б* хорошо видно, как изменяются тепловые нагрузки отдельных подогревателей и ПВК. Поскольку расход сетевой воды через них постоянен, то тепловые нагрузки прямо пропорциональны нагревам сетевой воды.

Отношение максимального качества тепла ($Q^{макс}_{в} + Q^{макс}_{н}$), отпускаемого из верхнего и нижнего отборов турбины, ко всему отпущенному теплу

$$Q^{макс}_{т} = Q^{макс}_{в} + Q^{макс}_{н} + Q^{макс}_{ПВК}$$

называется коэффициентом теплофикации

$$\alpha_{ТЭЦ} = (Q^{макс}_{в} + Q^{макс}_{н})/Q^{макс}_{т}.$$

Чем выше $\alpha_{ТЭЦ}$, тем меньше топлива расходуется на выработку необходимого количества электроэнергии и тепла. Однако при этом растут затраты на сооружение мощных дорогих энергетических котлов вместо дешевых водогрейных. Поэтому при использовании турбин Т-100-12,8 обычно принима-

ют при проектировании $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5 — 0,55$, а турбин Т-250/300-23,5 $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6 — 0,65$.

Таким образом, для тепловых графиков характерна ярко выраженная сезонность. В течение суток потребление тепла изменяется сравнительно мало, относительно легко прогнозируется метеослужбами и сравнительно легко отслеживается ТЭЦ.

15.2. ПОНЯТИЕ О МАНЕВРЕННОСТИ ТЭЦ, ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ, ТУРБОУСТАНОВОК И ТУРБИН

Под маневренностью энергетического оборудования понимают комплекс свойств, определяющих его способность быстро откликаться на требование энергосистемы изменить свою мощность, быстро пускаться и останавливаться без снижения надежности оборудования в недопустимых пределах.

К числу наиболее важных свойств, входящих в этот комплекс, относятся:

1) регулировочный диапазон турбоустановки или энергоблока, число допустимых изменений нагрузки в пределах регулировочного диапазона за срок службы и скорость изменения нагрузки;

2) длительности пуска энергоблока или турбины из различных тепловых состояний и их допустимое число за срок службы;

3) возможность работы при аварийных режимах в энергосистеме.

Реализация этих свойств зависит от целого ряда факторов: топлива, на котором работает ТЭЦ, параметров пара, назначения и конструкции паропроизводящей установки и турбины и т.д.

Регулировочный диапазон энергоблока или турбоустановки определяется верхним и нижним пределами нагрузки, т.е. интервалом ее изменения, внутри которого мощность может изменяться автоматически и без изменения состава вспомогательного оборудования и числа горелочных устройств котла. Это означает, что при снижении нагрузки не включается БРОУ для направления части пара в обвод турбины в конденсатор, а при повышении нагрузки не отключаются ПВД или сетевые подогреватели (для теплофикационных энергоблоков). Нижний предел регулировочного диапазона для энергоблоков, работающих на газе и мазуте, должен составлять не более 20—30 %, на пылеугольном топливе — не более 60—70 % (в зависимости от типа шлакоудаления в котле). При изменении нагрузки внутри регулировочного диапазона температура свежего пара и пара промежуточного перегрева должна поддерживаться в строгих пределах, с тем чтобы не вызвать отрицательных последствий (см. гл. 11.5).

Регулировочный диапазон теплофикационного энергоблока (или турбоустановки) прежде всего определяется той тепловой нагрузкой, которую он несет. Электрическую мощность турбины нельзя снизить ниже той, которая создается теплофикационным потоком пара, и повысить выше той, которая вырабатывается максимальным конденсационным потоком пара, т.е. увеличением расхода свежего пара вплоть до максимального. *Если тепловая нагрузка велика, то мощность конденсационного потока мала, и маневренные возможности теплофикационной турбины малы.*

При малых тепловых нагрузках турбина может изменять свою мощность в достаточном широком диапазоне, а при конденсационной нагрузке — в том диапазоне, который определяется возможностями турбины, котла, питательной установки.

Дополнительные ограничения регулировочного диапазона создаются такими факторами, как давление в теплофикационных отборах, от которых зависят напряжения в рабочих лопатках предотборных ступеней и осевое усилие, воспринимаемое упорным подшипником, давление в камере регулирующей ступени и т.д.

Наконец, имеются ограничения, связанные с эксплуатационной или экономической целесообразностью. Если, например, как в блоке с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ при разгружении турбины (уменьшении расхода) требуется переход с ПТН на ПЭН, то сложность и длительность такого перехода (и обратного перехода через сравнительно короткое время при нагружении турбины) делает нецелесообразным разгружение турбины ниже значения, при котором требуется переход. Другим примером может быть ограничение по минимуму нагрузки, связанное с работой котла энергоблока. Паропроизводительность котла не может быть ниже определенного минимального значения, обусловленного его надежной работой, например, устойчивостью горения топлива, условиями движения воды в трубах котла, температурным режимом отдельных элементов. Для современных котельных установок она в зависимости от вида топлива и типа котла составляет 25—60 % номинальной.

Конечно, ограничение паропроизводительности котла вовсе не означает, что энергоблок не может работать на меньших нагрузках. В этом случае значительная часть пара, вырабатываемого котлом,

должна сбрасываться в обвод турбины в конденсатор, т.е. бесполезно. Длительная работа в таком режиме, как правило, недопустима из экономических соображений.

При работе турбины внутри регулировочного диапазона должна обеспечиваться без вредных последствий вполне определенная скорость изменения нагрузки. Узаконенные требования по скоростям изменения нагрузки теплофикационных турбин внутри регулировочного диапазона отсутствуют. Поэтому приведем их для конденсационных турбин и энергоблоков. Если давление перед турбиной поддерживается постоянным, то средняя скорость изменения нагрузки может составлять 1—1,5 % номинальной мощности в минуту. Например, для газомазутного энергоблока мощностью 800 МВт снижение мощности до 500 МВт может производиться за 25 мин и более. В реальных условиях в отдельные периоды скорость изменения нагрузки может быть и выше, однако тогда диапазон изменения нагрузки должен быть меньше; должна снижаться скорость изменения нагрузки и после «скачка» нагрузки. Например, при изменении нагрузки в пределах 20—25 % номинальной мощности может быть допущена скорость ее изменения до 4 % номинальной мощности в минуту, но тогда последующее изменение мощности (в том же направлении) должно быть ограничено значением 0,7—1 % в минуту. Причина этого требования очевидна: малоцикловая прочность деталей энергоблока определяется разностями температур в детали, а они определяются диапазоном и скоростью изменения температуры в проточной части турбины. В свою очередь, эти значения зависят от диапазона и скорости изменения нагрузки, поэтому, варьируя их, можно управлять температурными напряжениями.

Если мощность турбины регулируется с помощью скользящего давления пара перед ней, то, как мы знаем (см. § 11.3), температура в проточной части изменяется очень мало. Поэтому в таком случае скорости изменения нагрузки внутри регулировочного диапазона могут быть допущены бóльшими, вплоть до 6 % номинальной мощности в минуту. При соблюдении этих требований по скоростям изменения нагрузки детали оборудования энергоблока должны быть способны выдержать около 20 тыс. циклов нагружений и разгружений в пределах полного регулировочного диапазона без появления трещин малоцикловой усталости.

Требованиями к маневренности *предусматриваются и определенные длительности пуска энергоблоков из различных тепловых состояний*, характеризующихся температурой верха корпусов ЦВД и ЦСД перед пуском. В табл. 15.1 в качестве примера

Таблица 15.1

Краткая характеристика режимов пуска энергоблоков 250 МВт

Исходная температура верха корпуса турбины в зоне паровпуска, °С		Продолжительность простоя блока, ч	Продолжительность пуска от розжига горелок до толчка ротора турбины, ч-мин	Параметры пара перед толчком ротора турбины			Продолжительность повышения частоты вращения ротора турбины**, ч-мин	Продолжительность нагружения до 300 МВт, ч-мин	Температура пара в окончании нагружения до 250 МВт, °С		Общая продолжительность пуска блока, ч-мин
ЦВД	ЦСД-1			p_0, МПа	t_0, °С	$t_{пп}$ *, °С			t_0	$t_{пп}$	
150	100	—	0	0,8—1,0	280	270	0-55 2-55***	3-30	520	520	4-55 с момента окончания горячей отмывки
280—180	220—160	60—90	1-20	3	380—280	320—270	0-40	3-30	520	540	5-30 без горячей отмывки
340—280	310—220	32—55	2-15	3	440—380	410—330	0-25	2-30	530	520	5-10
360—310	370—320	18—30	2-15	3	460—240	470—420	0-25	2-00	520	540	4-40
400—360	420—370	10—18	1-10	5	500—460	520—480	0-25	1-20	520	540	2-55
400	420	2—8	0-50	5	520	520	0-15	1-00	540	540	2-05
—	—	1—00	0-35	16	540	540	0-05	0-30	540	540	1-10

* Температура пара в стопорном клапане ЦСД № 1 турбины примерно через 10 мин после включения генератора в сеть.

** С учетом продолжительности синхронизации генератора.

*** При исходной температуре ЦСД-1 100 °С.

приведены длительности отдельных этапов пуска турбины для моноблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ в соответствии с действующими инструкциями.

Обязательным требованием ко всем строящимся в настоящее время конденсационным энергоблокам является *определенное число пусков, которое должно выдержать оборудование энергоблока за срок службы без повреждений от малоцикловой усталости при предусмотренных инструкциями графиках пуска.* Так, например, энергоблоки мощностью 300 МВт и ниже должны выдерживать не менее 100 пусков из холодного, 1000 — из неостывшего и 900 — из горячего состояний. Для энергоблоков мощностью 500 МВт и выше эти значения соответственно равны 100, 600 и 300. Для вновь вводимых энергоблоков, пригодных для работы в полупиковой части графика нагрузки, требования еще более жесткие: они должны выдерживать не менее 1400 пусков из неостывшего и 6000 — из горячего состояний.

В число свойств, определяющих маневренность, входит и *возможность работы при аварийных ситуациях в энергосистеме*, когда требуются очень быстрое изменение нагрузки и последующая работа на ней. Прежде всего энергоблоки должны допускать за срок службы не менее 90 сбросов с любого значения исходной нагрузки до нижнего предела регулировочного диапазона со скоростью, определяемой быстродействием системы регулирования, с последующей работой любой длительности на новой нагрузке.

Дополнительными требованиями к маневренности являются возможность сброса до нагрузки собственных нужд и длительная работа в таком режиме. Необходимо подчеркнуть, что возможность выполнения всех указанных требований к маневренности закладывается конструкторами и технологами при проектировании и изготовлении оборудования энергоблока, а также при тщательной разработке инструкций по пуску и другим переходным режимам. Реальное их выполнение определяется эксплуатационным персоналом. Еще раз подчеркнем, что *основным последствием нарушений пусковых инструкций является либо повышенный расход топлива (при удлиненных по сравнению с инструкцией временах переходных процессов), либо ускоренное накопление повреждений и преждевременный выход оборудования из строя.* При этом особенность накопления повреждений состоит в том, что отказы и аварии из-за них происходят не сразу, а спустя 5, 10, 15 лет эксплуатации. Поэтому тщательное выдерживание графиков переходных процессов является непременным требованием к качеству эксплуатации.

Высокая маневренность энергоблока обеспечивается всем его оборудованием, особенно маневренностью турбоагрегата. Если, например, мощность турбины не может быть быстро повышена из-за удлинения ротора относительно корпуса, то и энергоблок в целом не может увеличить нагрузку. Однако даже при очень высокой маневренности турбоагрегата нельзя обеспечить высокую маневренность энергоблока при недостаточных возможностях другого оборудования, в первую очередь оборудования турбоустановки и котла.

Для высокой маневренности необходима тщательно продуманная пусковая схема. В этом вопросе нет мелочей, непродуманность любого элемента или операции может привести к резкому увеличению длительности пусковых операций.

И, конечно же, работа энергоблока в условиях частых разгружений-нагружений, пусков и остановок невозможна без хорошей подготовки оперативного персонала и хорошего понимания всех опасностей, которые порождаются этими режимами.

15.3. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ МАНЕВРЕННОСТЬ ТУРБОАГРЕГАТА

15.3.1. Конструкция корпуса

Выше показано, что основными факторами, ограничивающими маневренность турбины, являются взаимные деформации ее отдельных деталей и температурные напряжения в них. Степень влияния этих факторов определяется в значительной мере конструкцией турбины.

Для согласованного теплового расширения ротора и корпуса диаметр ротора, толщина стенки корпуса и ширина фланцев должны по возможности подбираться так, чтобы их средние температуры изменялись во времени одинаково. Важную роль в решении этой задачи играют тонкие, быстро прогреваемые сопловые коробки (см. рис. 3.26), которые позволяют уменьшить температуру и давление пара, поступающего в корпус турбины, и, следовательно, толщину стенок и фланцев корпуса. Значение сопловых коробок в повышении маневренности столь велико, что их часто применяют даже в тех случаях, когда используют дроссельное парораспределение.

Еще больший эффект дает использование двухстенной конструкции корпуса (см. рис. 3.28), в которой каждый из корпусов имеет тонкие стенки и

уменьшенные быстро прогревающиеся фланцы. Двухстенная конструкция в области паровпуска попутно решает и другую важную проблему — проблему высоких температурных напряжений: тонкие стенки и фланцы легко прогреваются, возникающие температурные разности невелики и поэтому малы температурные напряжения.

Выбор толщины стенки корпуса и размеров фланцев определяется в первую очередь требованиями достаточной прочности и плотности, поэтому часто их приходится выполнять довольно массивными, что вступает в противоречие с требованием маневренности.

15.3.2. Обогрев фланцевых соединений

Фланцы, являющиеся наиболее массивной частью корпуса, при пусках, а иногда и при расхолаживании и выводе турбины в ремонт подвергают прогреву с помощью пара. Конструктивное выполнение коробов для обогрева фланцев и шпилек рассмотрено выше (см. рис. 3.28).

На рис. 15.4 показана одна из возможных схем обогрева фланцев, применяемых ЛМЗ. К верхнему *4* и нижнему *7* фланцам приварены короба *10* из листового железа, в которые подводится пар из коллектора *1*. По краям коробов осуществляется сброс пара в коллектор *3*, откуда он направляется в ПНД (второй по ходу конденсата). *Обогрев фланцев позволяет резко уменьшить относительное удлинение ротора,* однако вызывает другую опасность: при быстром прогреве фланец быстро расширяется в вертикальном направлении, а шпильки *6* (или болты), стягивающие фланцы, значительно отстают в прогреве. Это может привести к пластической вытяжке шпилек и тогда после выхода турбины на номинальный режим работы, когда фланец и шпильки полностью прогреются, фланцевый разъем перестанет быть плотным. Поэтому вместе с прогревом фланцев необходимо вести прогрев и шпилек. Для этого в схеме предусмотрен второй коллектор *2*, подающий пар в обнизку *5*. (Для обогрева шпилек может использоваться тот же коллектор, что и для обогрева фланцев, но тогда исключается возможность раздельного регулирования их температуры.) Для более интенсивного обогрева шпилек в обнизке установлены планки *8* и направляющие перегородки *9*, сужающие сечение и увеличивающие скорость пара, омывающего шпильки.

На рис. 15.5 показана схема обогрева фланцев ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. В отличие от ранее рассмотренной схемы, обогрев шпилек производится подачей пара не в обнизку, а в отдельные группы шпилек. Достоинством такого метода является возможность настройки прогрева каждой шпильки, однако при этом увеличивается количество арматуры, регулирующей расход пара на прогрев.

Для обогрева фланцевых соединений может использоваться пар из разных источников: из паропроводов свежего пара, из паропроводов горячего промежуточного перегрева, посторонний пар из станционного паропровода, от соседнего энергоблока и т.д.

Из рассмотрения приведенных схем видно, что системы обогрева фланцевых соединений достаточно сложны и требуют умелого обращения. Кроме запорных вентилей на линиях подвода и отвода пара, необходима дополнительная арматура: на отводных линиях должны быть установлены предохранительные клапаны, для того чтобы в случае подачи в короба высокого давления (по ошибке обслуживающего персонала или при пропаривании внутреннего уплотнительного пояска) не произошел разрыв коробов; трубопроводы и короба должны иметь дренажи для прогрева и удаления конденсата.

На рис. 15.6 показано распределение температур по ширине фланца в некоторый момент времени при пуске турбины без и с обогревом фланцев. Из рис. 15.6 видно, что во втором случае средняя температура оказывается выше, поэтому и продольное расширение фланца будет больше.

Достоинством подачи для обогрева фланцев свежего пара является возможность быстрого прогрева фланцев, однако при этом возникает опасность их перегрева при неумелом пользовании. Поэтому некоторые заводы используют систему, показанную на рис. 15.7. Здесь пар из регулирующей ступени подводится прямо в обнизку, проходит по ней и между болтами и фланцем и сбрасывается в короба. Такая система хороша тем, что обеспечивает одинаковость прогрева фланцев и болтов. Вместе с тем проходные сечения всей системы должны быть рассчитаны так, чтобы пара было достаточно для эффективного прогрева.

В настоящее время на мощных турбинах по предложению ВТИ внедряется система обогрева фланцев без коробов, при которой греющий пар подается только в обнизку увеличенного размера. На рис. 15.8 показана такая система. Пар для обогрева берется прямо из камеры регулирующей ступени и двумя короткими трубопроводами направляется через верхние (или нижние) фланцы прямо в обнизку, суммарная высота которой составляет 10 мм. Входя

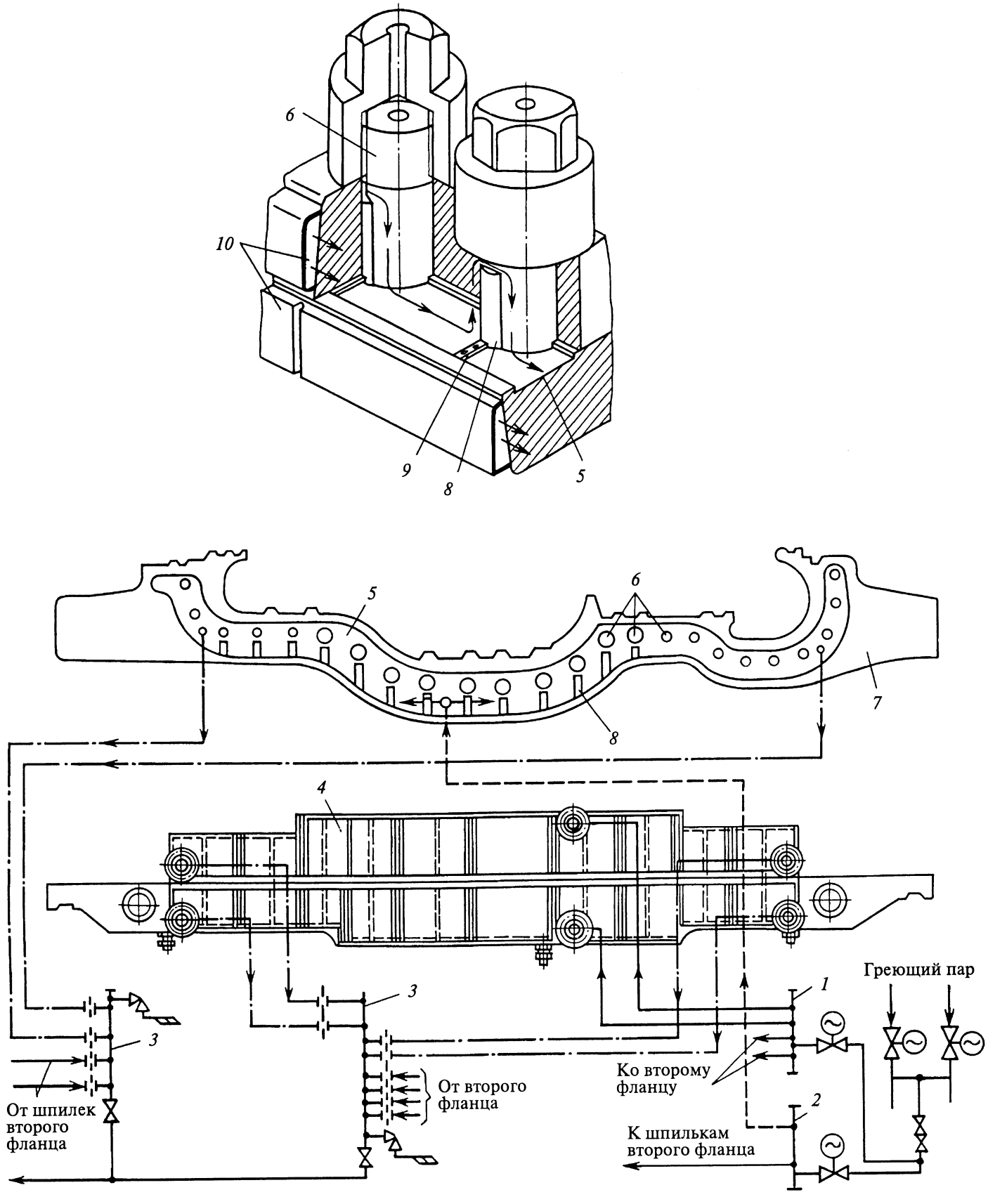


Рис. 15.4. Система обогрева фланцев турбин ЛМЗ

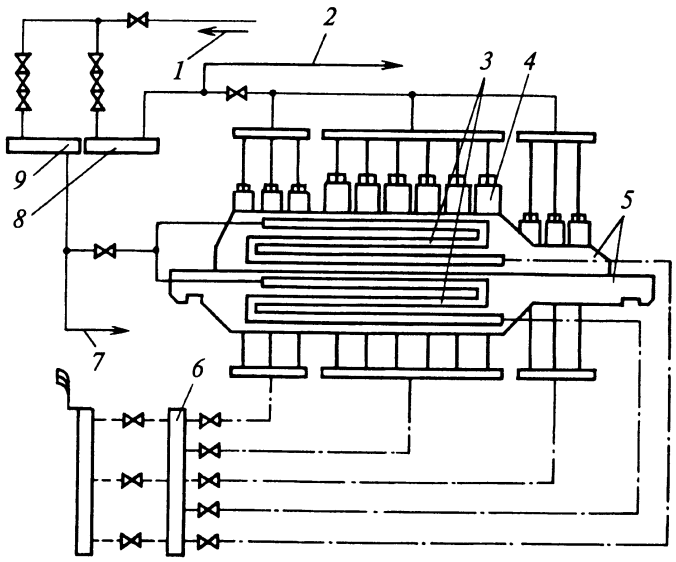


Рис. 15.5. Схема обогрева фланцевых соединений турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

1 — свежий пар; *2* — пар на обогрев шпилек ЦСД; *3* — короба обогрева фланцев; *4* — шпильки ЦВД; *5* — фланцы ЦВД; *6* — сбросной коллектор; *7* — пар на обогрев фланцев ЦСД; *8*, *9* — коллекторы обогрева шпилек и фланцев

в обнизку, пар расходится на два потока и у краев фланца сбрасывается в отбор турбины. Трубопроводы подачи пара в обнизку выполняются очень короткими и изолируются вместе с турбиной. На трубопроводах устанавливаются только запорные задвижки, которые открываются при пуске и закрываются при достижении определенной нагрузки. Эффективность этой схемы обогрева обусловлена прежде всего возможностью поднять давление в обнизке и обеспечить симметрию прогрева и отсутствие перекосов (см. § 19.6) корпусов подшипников при их расширении по фундаментным рамам. Часто увеличенная обнизка используется и для впуска

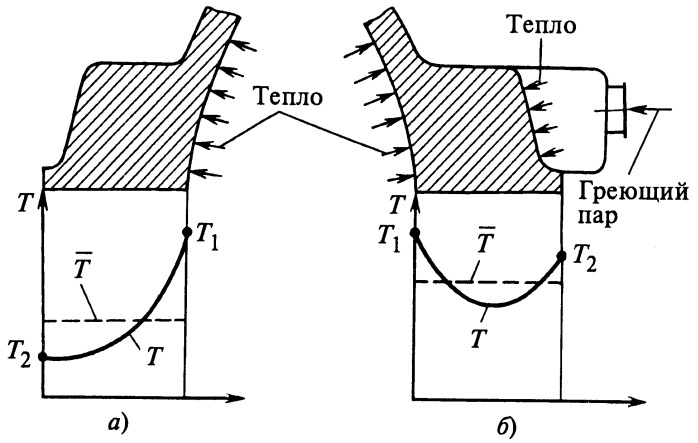


Рис. 15.6. Влияние обогрева фланцев на их температуру

а — необогреваемый фланец; *б* — обогреваемый фланец

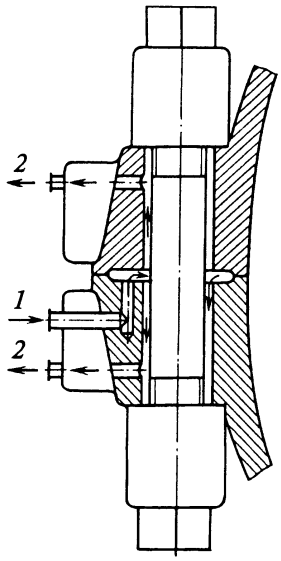


Рис. 15.7. Схема обогрева фланцевых соединений, скрепляемых болтами

1 — вход греющего пара; *2* — выход пара

воздуха при расхолаживании корпуса при выводе турбины в ремонт.

На рис. 15.9 показаны графики, иллюстрирующие эффективность обогрева фланцевого соединения при пуске турбины из холодного состояния. При пуске с обогревом фланцев и сохранением допустимого относительного удлинения ротора ЦВД в пределах 4 мм удается набирать нагрузку в 1,5—2 раза быстрее, чем без использования обогрева. Обогрев фланцев позволяет не только уменьшить относительное удлинение ротора, но и снизить температурные напряжения в корпусе.

В турбинах малой мощности, не имеющих обогрева фланцев, скорость пуска и нагружения, как правило, ограничивается температурными напряжениями во фланце или разностью температур фланца и шпильки. В турбинах с паровпуском, отлитым заодно с паровпускной частью, скорость нагружения может определяться температурными напряжениями в зонах сопловых коробок, где имеются резкие изменения толщин, переходы малого радиуса и другие концентраторы напряжений.

В мощных турбинах с одностенным корпусом, например в турбине Т-180/210-12,8 ЛМЗ, при отсутствии обогрева фланцевых соединений звеном, ограничивающим скорость пуска, часто является не ротор, а корпус турбины, толщина которого вследствие его одностенности велика (до 150 мм). К тому же к температурным напряжениям в корпусе из-за его неравномерного прогрева по толщине добавля-

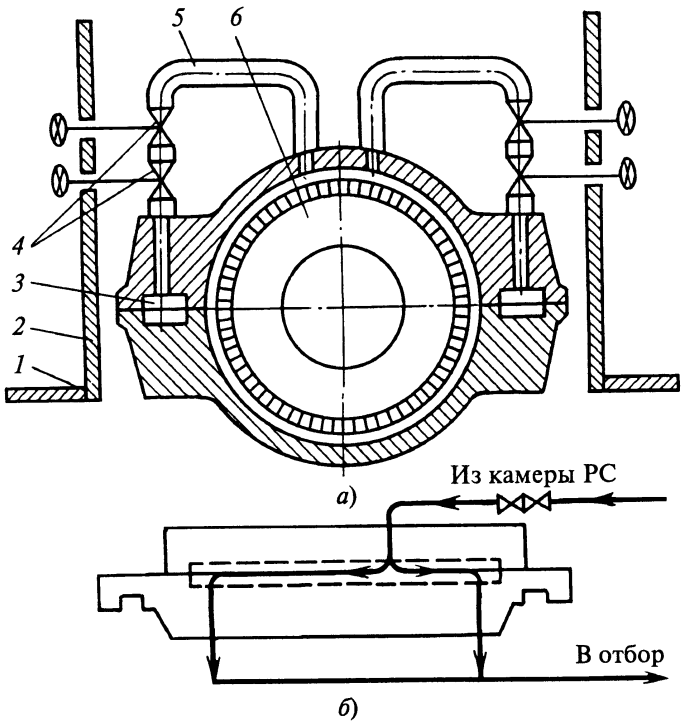


Рис. 15.8. Система обогрева фланцев без внешних коробов
а — поперечный разрез корпуса ЦВД по камере регулирующей ступени; *б* — схема потоков греющего пара; *1* — площадка обслуживания; *2* — обшивка турбины; *3* — обнизка; *4* — запорные вентили; *5* — трубопровод; *б* — камера регулирующей ступени

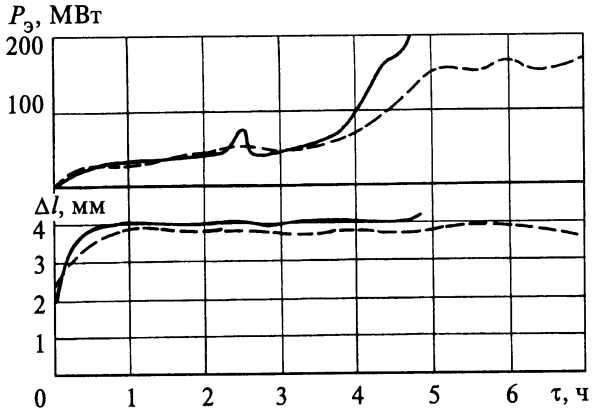


Рис. 15.9. Сравнение графиков пуска турбины с применением обогрева фланцев (сплошные линии) и без него (штриховые)
Δl — относительное удлинение ротора ЦВД

ются напряжения из-за разности средних температур фланца и стенки турбин. Поэтому в таких турбинах используют обогрев фланцев и шпилек, и тогда температурные напряжения в этих деталях, как правило, не ограничивают скорость набора нагрузки. Это связано с тем, что температурные напряжения во фланце определяются разностью между температурой на внутренней поверхности фланца и средней температурой фланца, которая увеличивается при обогреве фланца с наружной стороны (см. рис. 15.6).

15.3.3. Конструкция ротора

В мощных турбинах с двухстенными корпусами, толщина которых невелика, температурные напряжения в деталях статора не ограничивают скорость пуска. Наиболее опасными становятся температурные напряжения в роторах ЦВД и ЦСД в области паровпуска, где температура пара и скорость ее изменения максимальны. Особенно больших значений достигают температурные напряжения в зоне концентраторов — тепловых канавок и преддисковых галтелей, где обычно и возникают трещины малоцикловой (термической) усталости (см. § 17.4).

Наиболее значительными концентраторами напряжений в роторе являются тепловые канавки, температурные напряжения в которых могут увеличиваться в 4—6 раз. В первом приближении оценить увеличение напряжений можно по простой формуле

$$\sigma/\sigma_н = 1 + 2\sqrt{\delta/\rho}, \qquad (15.1)$$

где σ — температурные напряжения, возникающие в корне канавки; $\sigma_н$ — температурные напряжения на поверхности ротора при отсутствии канавки (номинальные напряжения); δ — глубина канавки; ρ — радиус скругления.

Пример 15.1. Оценим температурные напряжения в области тепловой канавки ротора одной из турбин, для которого $\delta = 8$ мм; $\rho = 1{,}5$ мм. Примем, что при пуске максимальная разность температур в сечении вала $\Delta T = 60$ °С, распределение температуры — квадратичное [$q = 2$ — см. соотношение (11.11)], а ротор выполненный из стали марки Р2М с характеристиками $E = 1{,}96 \cdot 10^{11}$ Па; $\alpha_т = 13{,}7 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Номинальное напряжение в соответствии с формулой (11.11) равно

$$\sigma_н = \frac{2}{2+2} \frac{13{,}7 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}96 \cdot 10^{11}}{1 - 0{,}3} 60 = 115 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Если бы не было концентрации напряжений, то это напряжение не представляло бы опасности, так как оно в несколько раз меньше предела текучести стали Р2М, равного 600—620 МПа.

Из формулы (15.1) имеем $\sigma/\sigma_н = 1 + 2\sqrt{8/1{,}5} = 5{,}62$ и, следовательно, напряжение в тепловой канавке $\sigma = -647$ МПа, что превышает предел текучести материала.

Концентрация температурных напряжений в придисковых галтелях небольшая (отношение $\sigma/\sigma_н = 2$—$2{,}5$), однако и она представляет значительную

опасность. Поэтому радиус галтели стараются делать по возможности больше.

15.3.4. Конструкция стопорных и регулирующих клапанов

Конструкция клапанов и их размещение относительно корпуса турбины сильно сказываются на ее маневренных возможностях.

В результате размещения корпусов регулирующих клапанов на корпусе турбины (см. рис. 3.26) снижается маневренность турбины, так как худшая изоляция корпуса клапана приводит к его более быстрому остыванию по отношению к корпусу турбины и трудностям при пуске из горячего состояния (см. § 14.6). Кроме того, неравномерность температурного поля по окружности паровпуска при быстром разогреве корпуса клапана во время пуска приводит к короблению корпуса турбины и задеваниям. Поэтому при размещении регулирующих клапанов рядом с турбиной улучшается маневренность турбины. Правда, при этом между регулирующими клапанами и корпусом турбины появляются перепускные трубы, прогрев которых может ограничивать скорость пуска.

Еще большую выгоду дает совмещение корпусов стопорного и регулирующих клапанов в одном блоке подобно тому, как это сделано в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ. При такой конструкции прогрев корпусов стопорного и регулирующих клапанов можно совместить и сократить время пуска.

15.4. ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ ТУРБОУСТАНОВОК И ИХ ПЕРЕВОД В РЕЖИМ ЧАСТЫХ РАЗГРУЖЕНИЙ-НАГРУЖЕНИЙ

Повышение маневренности действующего оборудования, особенно мощных энергоблоков, является сложной задачей, решение которой в полной мере доступно лишь персоналу наладочных организаций, работающих в содружестве с заводом-изготовителем турбины и научно-исследовательскими организациями. Однако понимание существа проблем, связанных с быстрыми пусками и остановками, позволяет персоналу ТЭЦ провести ряд простых мероприятий, которые если и не сократят время основных операций по развороту ротора и нагружению турбины (этого нельзя делать без согласия завода-изготовителя), то во всяком случае увеличат долговечность работающего оборудования.

Прежде всего необходимо тщательно выполнить изоляцию турбины, регулирующих и стопорных клапанов, перепускных труб, паропроводов и арматуры на них. Это позволит избежать тепловых деформаций корпуса при остывании (см. § 14.6) и большой разницы в скорости остывания перечисленных элементов, облегчит пуск из горячего состояния. *Хорошая изоляция — это простое и очень эффективное средство повышения маневренности и надежности работы турбины.*

Во многих случаях низкая маневренность турбоустановки является следствием не плохой конструкции, а несовершенства пусковой схемы. Типичными примерами этого могут быть недостаточная пропускная способность РОУ и дренажей, не позволяющая быстро прогревать паропроводы, и большое количество запорной арматуры с ручным приводом, требующей много времени для переключений.

Для работы в маневренном режиме турбина должна быть оснащена приборами для измерений параметров, характеризующих надежность работы при нестационарных режимах. Обязательно должны измеряться температура в камере регулирующей ступени, разности температур между верхом и низом корпуса, по ширине фланца, между фланцем и стенкой корпуса, между фланцем и шпильками, в характерных точках корпусов стопорного и регулирующего клапанов и, возможно, некоторые другие параметры. Отсутствие этих измерений приводит к пускам установки вслепую, без должного контроля.

Дальнейшие усовершенствования с целью повышения маневренности разрабатываются наладочными организациями совместно с заводами и научно-исследовательскими институтами. При этом определятся факторы, ограничивающие скорость пуска или нагружения на отдельных этапах.

Пример 15.2. Представим себе, что при пуске энергоблока из холодного состояния на этапе, предшествующем развороту ротора, ограничивающими факторами могут быть температурные напряжения в корпусе ГПЗ, в стопорных или регулирующих клапанах и медленная скорость прогрева тракта промежуточного перегрева. Оценка показала, что главным ограничивающим фактором является последнее обстоятельство из-за недостаточной пропускной способности РОУ (см. рис. 14.10). В этом случае, конечно, бесполезно совершенствовать конструкцию корпусов клапанов или технологию их прогрева, так как маневренность от этого не увеличится и затраты не окупятся. Следует либо увеличить пропускную способность РОУ, либо найти способы дополнительного прогрева тракта промежуточного перегрева.

После ликвидации этого ограничивающего фактора может оказаться, что теперь уже именно температурные напряжения в крышке стопорного клапана ограничивают скорость пуска. Вот тогда следует отыскивать способ устранения этой причины и т.д.

Пример 15.3. При оценке возможности увеличить скорость нагружения турбины оказалось, что в тепловых канавках ротора ЦВД возникают напряжения, приведенные в примере 15.2, в то время как по условиям надежной работы допускаются напряжения $[\sigma] = -560$ МПа. Каким путем можно улучшить маневренность до требуемого уровня?

Одним из возможных способов является увеличение радиуса тепловой канавки при капитальном ремонте турбины. Из формулы (15.1) следует, что должно быть

$$[\sigma]/\sigma_н = 1 + 2\sqrt{\delta/\rho}.$$

Решая это уравнение относительно ρ, получаем

$$\rho = 4\delta\left(\frac{[\sigma]}{\sigma_н} - 1\right)^{-2} = 4 \cdot 8\left(\frac{-560 \cdot 10^6}{-115 \cdot 10^6} - 1\right)^{-2} = 2{,}14 \text{ мм}.$$

Таким образом, требуемая маневренность может быть получена при увеличении радиуса тепловой канавки с 1,5 до 2,2 мм.

После модернизации ротора может оказаться, что следующим ограничивающим фактором является относительное сокращение ротора при пуске из горячего состояния. Тогда следует искать меры борьбы с ним.

Повышение маневренности неблочных турбоустановок может быть достигнуто в результате изменения технологии пуска, в частности, при пуске и нагружении турбины при полностью открытых регулирующих клапанах.

Для энергоблоков хорошим способом увеличения маневренности является переход на регулирование нагрузки скользящим давлением (см. § 11.3).

15.5. МОТОРНЫЙ РЕЖИМ

Частые пуски и остановки турбоустановки приводят к пусковым потерям топлива и снижению надежности работы турбины. При некоторых условиях экономически целесообразным может оказаться моторный режим турбогенератора, или режим двигателя.

При этом режиме турбину отключают от паропроводов и котел гасят. Генератор от сети не отключается, он работает как двигатель, вращая турбину с частотой 50 1/с (при двухполюсном генераторе). При соответствующей системе возбуждения генератор может работать в режиме синхронного компенсатора — синхронного электродвигателя, улучшающего качество работы сети.

Преимущество моторного режима очевидно: при пуске турбины не требуется ее разгонять до номинальной частоты вращения и синхронизировать ее с сетью. Это упрощает пуск и облегчает работу эксплуатационного персонала, особенно в том случае, когда необходимо пустить одновременно несколько турбогенераторов.

Вместе с тем ясно, что оставить турбину после прекращения подачи в нее пара при частоте вращения 50 1/с нельзя, так как она быстро разогреется за счет трения дисков и лопаток. Поэтому при моторном режиме через турбину обязательно необходимо пропускать некоторый вентиляционный расход пара для ее охлаждения. На рис. 15.10 показана прин-

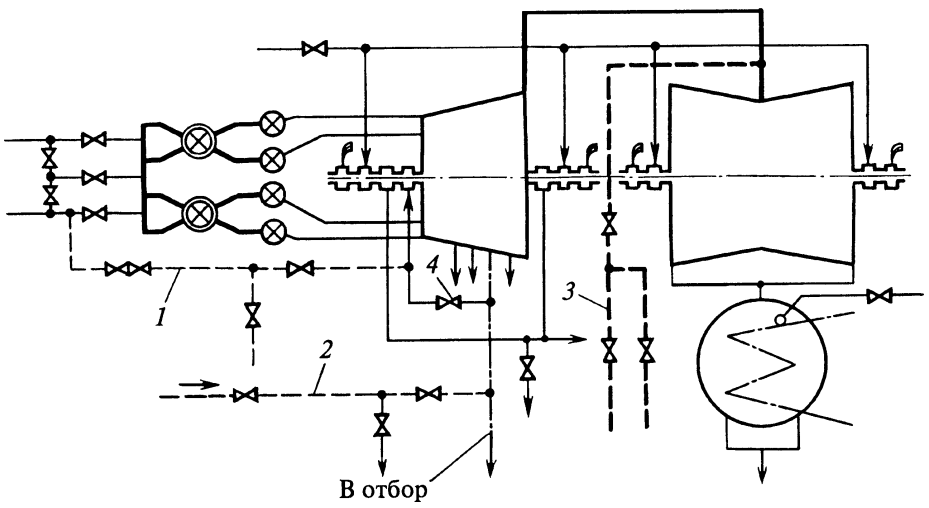


Рис. 15.10. Схема подвода пара при работе турбоагрегата в моторном режиме

ципиальная схема трубопроводов для перевода турбины без промежуточного перегрева пара в моторный режим. Пар для охлаждения турбины подается по трубопроводу *2* от коллектора, питаемого отборами соответствующих параметров других турбин, работающих на ТЭС. Охлаждающий пар проходит через последние две ступени ЦВД и направляется в ЦНД. Одновременно в ЦНД по трубопроводу *3* из уравнительной линии деаэраторов электростанции подается пар с температурой 130—150 °С. Для поддержания высокого температурного уровня переднего концевого уплотнения к нему в период моторного режима подводится свежий пар по трубопроводу *1*, а задвижка *4* закрывается.

Таким образом, наряду с преимуществами моторный режим имеет и недостатки. Для охлаждения турбины необходимо иметь посторонний источник пара. Кроме того, требуются электроэнергия для работы конденсационной установки (на привод циркуляционных и конденсатных насосов) и источник пара для работы эжектора. Дополнительные потери возникают в электрическом генераторе.

Затрата топлива при работе турбины в моторном режиме увеличивается пропорционально времени работы, тогда как потери топлива на пуск остановленной турбины растут сначала очень быстро, а затем принимают почти постоянное значение. Поэтому оказывается, что имеется некоторое время, при котором затраты на поддержание моторного режима совпадают с пусковыми потерями. При малых временах вывода турбины в горячий резерв моторный режим может оказаться выгоднее, чем остановка и последующий пуск.

Моторный режим имеет и некоторые другие преимущества по сравнению с остановкой и пуском. Поддержание частоты вращения на номинальном уровне исключает этап набора частоты вращения, при котором ротор турбины проходит через критические частоты, а лопатки — через резонанс. Это позволяет уменьшить износ уплотнений от временных задеваний и уменьшить накопление усталостных повреждений в рабочих лопатках.

В ряде случаев моторный режим позволяет сохранить более высокую температуру корпусов и роторов, чем при остановке турбины в горячий резерв. Это позволяет быстрее нагружать турбину во время пуска. Имеется успешный опыт перевода в моторный режим турбины Т-100-12,8 ТМЗ и турбины с противодавлением Р-50-12,8 ЛМЗ.

Контрольные вопросы

1. На какие характерные зоны разделяют график электрической нагрузки потребителей энергосистемы? Как эти зоны определяются?
2. Дайте определение коэффициента неравномерности и плотности графика нагрузки энергосистемы.
3. Почему использование высокоэкономичного дорогостоящего оборудования нецелесообразно в пиковой зоне графика нагрузки?
4. Почему для покрытия пиков нагрузки энергосистемы целесообразно использовать газотурбинные установки несмотря на их сравнительно низкую экономичность?
5. Назовите основные трудности покрытия графика нагрузки в условиях несоответствия его формы генерирующим мощностям, имеющимся в энергосистеме.
6. Какой основной фактор определяет количество тепла, отпускаемое ТЭЦ в теплосеть?
7. Что такое температурный график тепловой сети? Как осуществляется его покрытие?
8. Что понимают под маневренностью турбины?
9. Как влияет тепловая нагрузка на маневренность ТЭЦ?
10. Почему турбины с двухстенным ЦВД обладают большей маневренностью, чем с одностенным ?
11. Как влияет обогрев фланцевых соединений на относительное удлинение ротора при пуске турбины из холодного состояния?
12. Почему при обогреве фланцевых соединений уменьшаются температурные напряжения в них?
13. При пуске турбины фланец перегрелся по отношению к шпильке на 30 °С. Оцените дополнительные растягивающие напряжения, возникающие в шпильке, если коэффициент линейного расширения материала фланца $\alpha_т = 13 \cdot 10^{-6}$ 1/К, а модуль упругости материала шпильки $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.
14. Какие детали ограничивают маневренность мощных паровых турбин с двухстенными корпусами ЦВД и ЦСД?
15. Оцените температурные напряжения в роторе в тепловой канавке глубиной 8 мм и радиусом 2 мм, если разность температур по радиусу ротора равна 80 °С, распределение температур по радиусу подчиняется закону кубической параболы (q = 3), а ротор выполнен из стали марки Р2М.
16. Почему установка регулирующих клапанов ЦВД вне корпуса приводит к повышению маневренности турбины?
17. Почему хорошая изоляция улучшает маневренность турбоустановки?
18. В чем преимущества и недостатки моторного режима?

Часть четвертая

РАЗРУШЕНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Глава шестнадцатая

АВАРИИ И ИЗНОС РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.1. УЩЕРБ ОТ АВАРИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Теплоэлектроцентраль представляет собой крупное промышленное предприятие, продукцией которого являются электрическая и тепловая энергия, отпускаемая потребителю в виде горячей воды или пара требуемых параметров. Паровая турбина представляет собой элемент турбоагрегата, приводящий электрический генератор, преобразующий механическую энергию вращения валопровода турбоагрегата в электрическую энергию, и одновременно — источник пара для теплового потребителя. Поэтому отказ турбины из-за аварии автоматически означает невыполнение электростанцией планов по выработке электроэнергии и тепла и серьезное ухудшение ее экономических показателей.

Действительно, электростанция, как всякое промышленное предприятие, имеет планы выработки электроэнергии и тепла, установленные на основе оптимизации работы энергохозяйства района в целом. Недовыработка плановой энергии конкретной электростанцией означает, что в лучшем случае эта энергия будет выработана другими электростанциями, имеющими худшие экономические показатели, чем та, на которой произошла авария. Поэтому, если авария произошла по вине персонала электростанции, последняя понесет убытки, связанные с удорожанием электроэнергии из-за подключения источников энергии с меньшей экономичностью.

Кроме того, исключение из работы части оборудования электростанции неизбежно приводит к удорожанию производства энергии из-за уменьшения коэффициента использования оборудования, так как при тех же капиталовложениях энергии вырабатывается меньше.

Конечно, в некоторых случаях электростанции удается покрыть дефицит электроэнергии, однако, это может быть только при использовании ее менее экономичного оборудования, т.е. за счет перерасхода топлива на самой электростанции.

Наконец, необходимо учитывать и ремонтные затраты на восстановление оборудования, претерпевшего аварию, зависящие от ее масштаба.

В энергосистеме в какой-то период после аварии или систематически в периоды максимального потребления энергии вследствие недостатка резерва мощностей будет возникать дефицит мощности. Ущерб, возникающий при этом, следует оценивать не по стоимости непроданной (и непроизведенной) электроэнергии, а по ущербу тех предприятий, которые не получили энергию. Он может быть во много раз больше, чем себестоимость электроэнергии.

Трудно оценить, но ущерб весьма велик при внезапной остановке электрического транспорта и связанных с этим опозданий людей на работу, при перерывах в зрелищных мероприятиях, при отключении холодильников, вызывающих ухудшение качества продуктов, при внезапном отключении других токоприемников.

Не менее серьезные последствия могут иметь длительные перерывы в теплоснабжении жилых домов и предприятий.

16.2. ПРИЧИНЫ АВАРИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Проточная часть представляет наиболее дорогую и уязвимую часть паровой турбины. Наиболее частыми причинами аварий рабочих лопаток являются следующие.

1) усталость материала, вызванная вибрацией, приводящая к зарождению трещин усталости, их росту и последующему хрупкому разрушению;

2) коррозионная усталость — усталость в коррозионно-активных средах, характерная для зон фазового перехода, где действуют механизмы концентрирования растворов высокой агрессивности;

3) капельная эрозия, приводящая к износу рабочих лопаток, появлению концентрации напряжений и снижению их конструкционной прочности;

4) абразивный износ рабочих и сопловых лопаток первых ступеней цилиндров, в которые поступает пар из котла;

5) отрыв рабочих лопаток, вызванный чрезмерными центробежными силами;

6) излом рабочих лопаток, вызванный чрезмерными изгибающими напряжениями в них;

7) разрушения хвостовиков и связей (бандажей и проволок).

16.3. УСТАЛОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.3.1. Явление усталости рабочих лопаток

Под усталостью материала понимают процесс постепенного накопления повреждений под действием переменных во времени напряжений, приводящий к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению.

При приложении к материалу напряжений, изменяющихся во времени, из-за структурной неоднородности материала, обусловленной его кристаллической структурой, в некоторых кристаллографических плоскостях отдельных зерен возникает циклическая упруго-пластическая деформация даже при напряжениях, меньших предела упругости. В результате по мере накопления числа циклов нагружения чаще всего на поверхности детали возникает небольшая начальная макротрещина. Она является фокусом последующего усталостного разрушения (рис. 16.1). Чаще всего в турбинных лопатках фокус появляется в зонах максимальных напряжений, вызванных концентрацией напряжений:

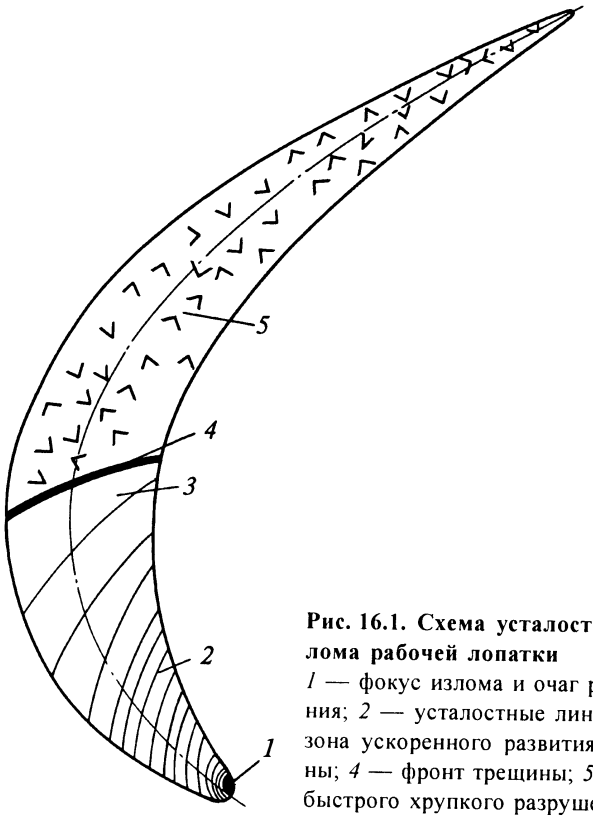


Рис. 16.1. Схема усталостного излома рабочей лопатки
1 — фокус излома и очаг разрушения; *2* — усталостные линии; *3* — зона ускоренного развития трещины; *4* — фронт трещины; *5* — зона быстрого хрупкого разрушения

в галтелях перехода от пера лопатки к хвостовику (рис. 16.2), в отверстиях под проволочную связь (рис. 16.3), реже — на гладких поверхностях (чаще

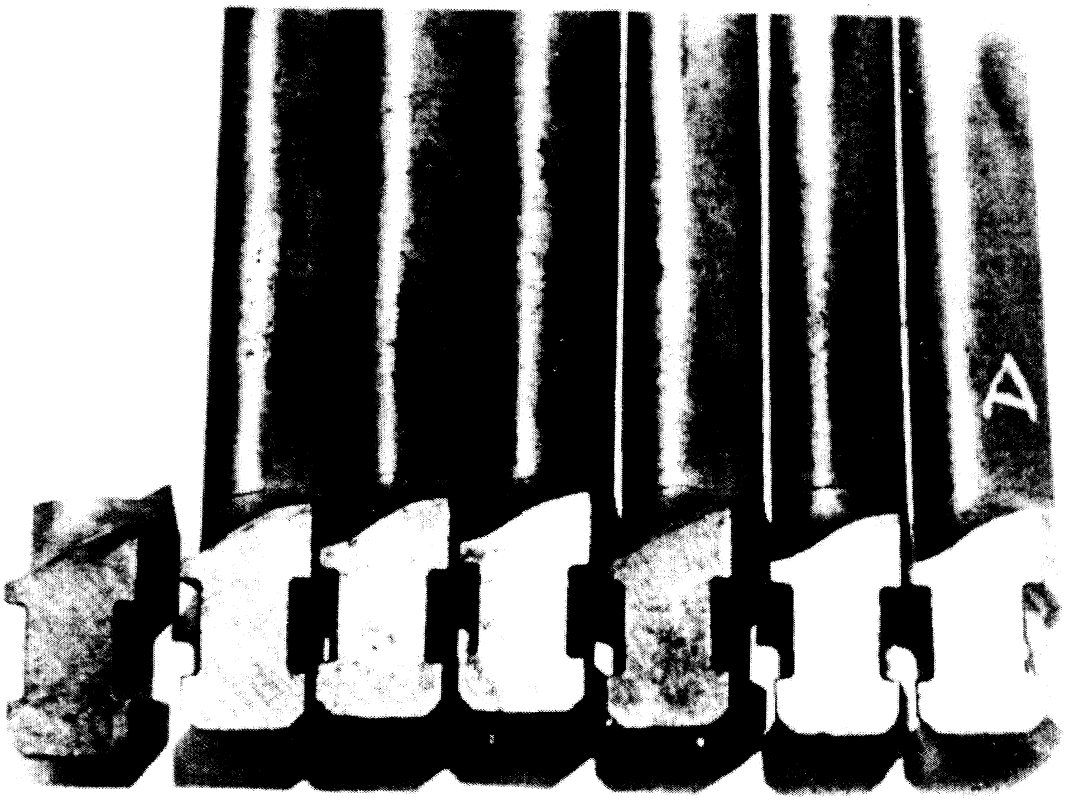


Рис. 16.2. Усталостные трещины в корневых галтелях рабочих лопаток

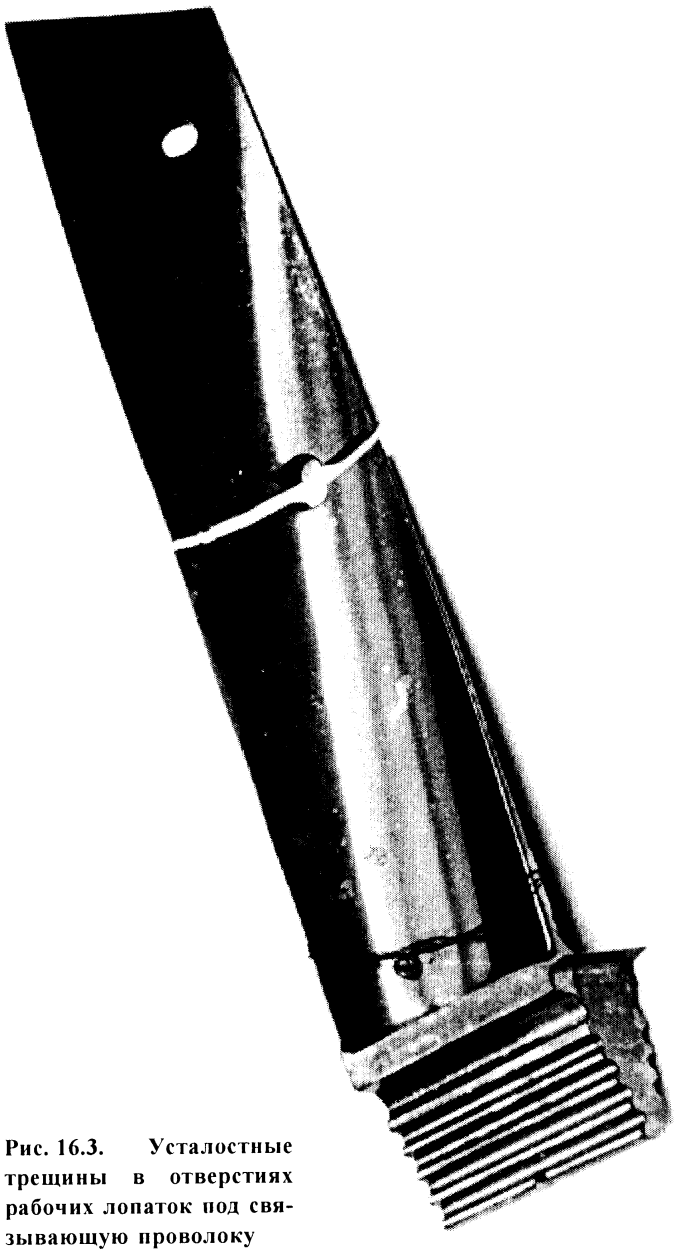


Рис. 16.3. Усталостные трещины в отверстиях рабочих лопаток под связывающую проволоку

всего, на кромках лопатки, рис. 16.4, см. с. 430) в зоне поверхностных дефектов (рисок, царапин, неметаллических включений). Около фокуса разрушения формируется (см. рис. 16.1) очаг разрушения — зона с гладкой и блестящей поверхностью, образованной многократным соприкосновением и относительным смещением поверхностей разрушения. К очагу разрушения прилегает основная усталостная трещина — зона разделения материала, на которой видны следы продвижения фронта усталостной трещины (усталостные линии), являющиеся следствием изменения направления развития трещины или изменения уровня переменных напряжений. Поверхность основной усталостной трещины обычно гладкая и блестящая. Развитие усталостной трещины происходит, как правило, неравномерно, и определяется соотношением напряжений и глубиной трещины. С ростом глубины трещины скорость ее продвижения увеличивается и, как следствие, при достаточной длине непосредственно перед разрушением образуется зона ускоренного развития. *При достижении трещиной критического размера происходит практически мгновенное хрупкое разрушение.* Образующаяся зона отрыва (зона долома) имеет макрохрупкий характер и грубую зернистую структуру.

Как правило, идентификация усталостных трещин не представляет особого труда.

16.3.2. Причины вибрации рабочих лопаток

16.3.2.1. Понятие о вибрации. Вибрацией, или колебаниями, тела называют его небольшие перемещения во времени относительно положения равновесия.

На рис. 16.5, *а* показана простейшая колеблющаяся система, состоящая из твердого тела, подвешенного на пружине. Если тело сместить, например, вниз и отпустить, то оно начнет совершать колебания.

Если тело поместить в пустоту, где трение о среду и трение в материале пружины предположить отсутствующими, то тело будет совершать свободные незатухающие гармонические колебания (рис. 16.5, *б*).

Свободными эти колебания называются потому, что на тело при колебаниях не действуют никакие силы, незатухающими потому, что их амплитуда A не изменяется во времени, гармоническими потому, что смещения во времени τ происходят по гармоническому закону, например,

$$y = A \sin p\tau.$$

Величина p в этой формуле представляет собой число колебаний за время 2π, т.е. за 6,28 с, и потому называется круговой частотой собственных колебаний.

Действительно, если $p = 1$, то одно полное колебание будет совершено за период $\tau_0 = 2\pi$. Если $p = 2$, то для одного полного колебания потребуется время $\tau_0 = \pi$, а для произвольной круговой частоты p — время $\tau_0 = 2\pi / p$. Следовательно, $p = 2\pi / \tau_0 = 6{,}28 / \tau_0$, т.е. p — число колебаний за время 6,28 с.

Величину $f = p/2\pi = 1/\tau_0$, представляющую собой число колебаний за 1 с, называют просто частотой колебаний и измеряют ее в герцах (1 Гц — это 1 колебание за 1 с).

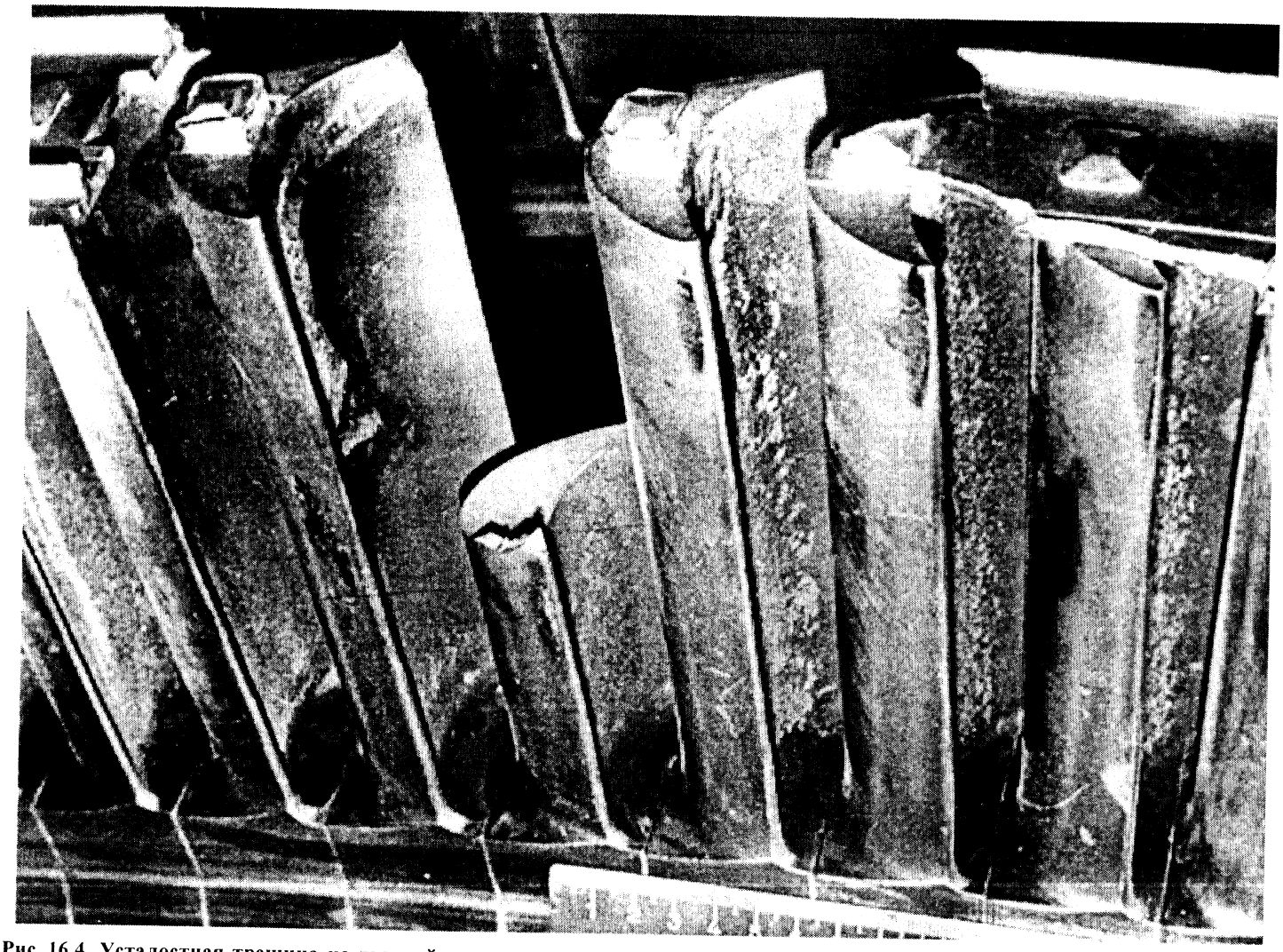


Рис. 16.4. Усталостная трещина на гладкой поверхности лопатки

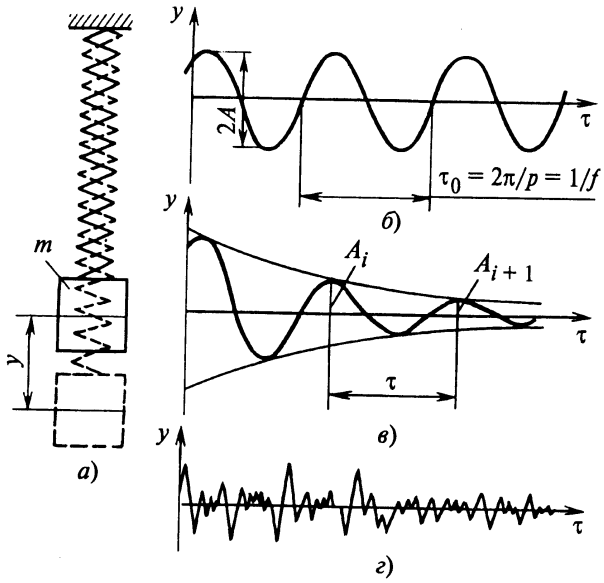


Рис. 16.5. Виды вибрации
а — простейшая колеблющаяся система; *б* — гармонические незатухающие колебания; *в* — гармонические затухающие колебания; *г* — произвольные колебания

Необходимо подчеркнуть, что *частота собственных колебаний — это характеристика системы, зависящая от ее параметров (в нашем случае — от массы тела и податливости пружины) и совершенно не зависящая от того, колеблется эта система или остается неподвижной.*

Чем больше масса и податливость системы (это относится к любой системе), тем меньше частота собственных колебаний, и наоборот.

Рассмотренные свободные незатухающие колебания являются идеализированными, поскольку всегда имеются силы сопротивления, которые приводят к постепенному уменьшению амплитуды колебаний (рис. 16.5, *в*). *Колебания с уменьшающейся амплитудой называют затухающими.* Быстрота затухания определяется логарифмическим декрементом колебаний

$$\eta = \ln(A_i / A_{i+1}), \qquad (16.1)$$

где A_i и A_{i+1} — амплитуды двух соседних колебаний. Чем выше η, тем быстрее затухают колебания.

Незатухающие колебания при наличии сил сопротивления можно создать, если к телу приложить гармоническую силу любой частоты. Эту силу называют возмущающей, так как она вызывает колебания, а возникающие колебания — вынужденными. *При действии возмущающей силы тело колеблется с частотой, равной частоте возмущающей силы, независимо от значения своей собственной частоты колебаний.* Амплитуда смещений при вынужденных колебаниях зависит в первую очередь от близости частоты возмущающей силы $f_{в.с}$ к частоте собственных колебаний f. Если $f_{в.с}$ и f различаются лишь на 10 %, то эта возмущающая сила не может «раскачать» систему, т.е. возникающие колебания будут иметь небольшую амплитуду.

При $f_{в.с} = f$ возникает явление резонанса, при котором *направление скорости движения постоянно совпадает с направлением действия возмущающей силы.* Вследствие этого возмущающая сила работает очень эффективно и сильно «раскачивает» систему. Амплитуда A при резонансе пропорциональна $1/\eta$, поэтому чем выше демпфирование, тем меньше прогибы при резонансе.

Ясно, что чем сильнее колеблется система, тем большие напряжения появляются в ее деталях и тем больше вероятность усталостных поломок. Поэтому в турбинах стараются избегать резонанса либо путем изменения характеристик системы, т.е. частоты собственных колебаний, либо путем изменения частоты возмущающих сил.

16.3.2.2. Виды колебаний рабочих лопаток. Усталостные поломки рабочих лопаток возникают только при интенсивной вибрации.

Различают три основных вида колебаний лопаток: свободные, вынужденные и самоподдерживающиеся.

Свободные колебания — это колебания, которые происходят без воздействия на лопатку каких-либо активных сил. При наличии сил сопротивления интенсивность свободных колебаний уменьшается, и они со временем исчезают. Поэтому с точки зрения возможности вызвать поломку турбинных лопаток свободные колебания не представляют опасности. Однако закономерности свободных колебаний позволяют судить о поведении конструкции при других видах колебаний. В частности, в этой связи особое значение приобретает такая характеристика колеблющейся конструкции, как упомянутый выше логарифмический декремент колебаний η, определяющий скорость затухания свободных колебаний вследствие рассеяния энергии.

Вынужденные колебания — это колебания, возникающие вследствие периодического действия внешних активных (возмущающих) сил. Они являются основной причиной усталостных поломок рабочих лопаток.

Самоподдерживающиеся колебания (автоколебания) могут возникнуть и при отсутствии в системе периодических возмущающих сил. Этот вид колебаний характерен для длинных рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин при работе в режимах малых объемных пропусков пара.

16.3.2.3. Вынужденные колебания рабочих лопаток. Интенсивность вынужденных колебаний определяется тремя основными факторами:

1) близостью колеблющейся системы к состоянию резонанса;

2) амплитудой возмущающих сил;

3) демпфированием в системе.

Любая механическая система обладает набором вибрационных характеристик — тонов колебаний. Каждый тон — это совокупность собственной частоты и главной формы колебаний.

Наиболее просто объяснить эти характеристики можно при рассмотрении свободных колебаний.

В общем случае прогиб $y(z, \tau)$ лопатки при свободных колебаниях в зависимости от времени τ и координаты z (рис. 16.6) для лопатки постоянного сечения определяется соотношением

$$y(z, \tau) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k e^{-h\tau} \cos(p_k \tau + \varepsilon_k) Y_k(z), \qquad (16.2)$$

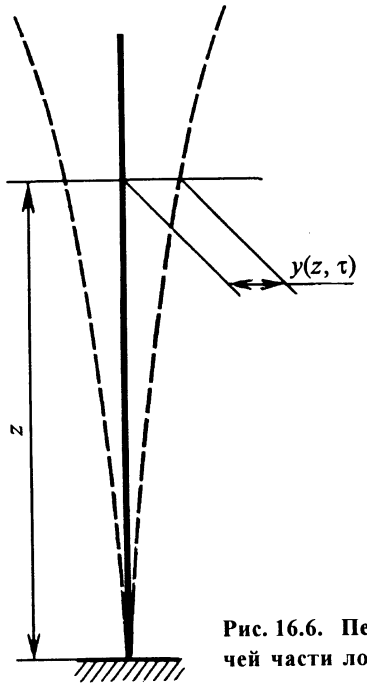


Рис. 16.6. Перемещение сечений рабочей части лопатки при колебаниях

т.е. прогиб лопатки в некоторой точке $z = z_*$ представляет собой сложение бесчисленного числа косинусоид, каждая из которых имеет свою частоту p_k, свою начальную фазу ε_k, свою начальную амплитуду A_k и свою амплитуду

$$y_k(z_*) = Y_k(z_*) A_k e^{-h\tau}, \qquad (16.3)$$

убывающую во времени по закону экспоненты (величина $h > 0$ характеризует сопротивление колебаниям лопатки).

Аналогичным образом, в некоторый момент времени $\tau = \tau_*$ форма прогиба лопатки определяется наложением функций $Y_k(z)$ с весовыми коэффициентами

$$T_k(\tau_*) = A_k e^{-h\tau} \cos(p_k \tau_* + \varepsilon_k). \qquad (16.4)$$

Функции $Y_k(z)$ и числа p_k зависят от размеров лопатки, ее формы, условий закрепления на диске, наличия бандажа и проволочных связей, т.е. являются *характеристиками системы лопатка — диск и не зависят от того, колеблются лопатки или нет.* Функции $Y_k(z)$ называют главными формами, а числа p_k — собственными частотами лопаток.

Как видно из соотношения (16.2), частота p_k имеет размерность рад/с, т.е. она показывает число радиан в единицу времени. Поэтому ее называют круговой частотой. Если в единицу времени происходит f полных колебаний, измеряемых, как известно в герцах (Гц), то $p_k = 2\pi f_k$.

Собственные частоты и главные формы всегда «выступают в паре», т.е. k-й собственной частоте соответствует вполне определенная k-я главная форма. Совокупность собственной частоты и главной формы называется тоном колебаний.

Тон колебаний, имеющий самую низкую собственную частоту, называют первым тоном, следующую — вторым тоном и т.д. Рабочая лопатка имеет бесчисленное множество собственных частот, однако для обеспечения ее вибрационной надежности, как правило, достаточно знать только несколько первых значений.

Хотя, как уже подчеркивалось, главные формы и собственные частоты не зависят от того, колеблется лопатка или нет, на практике можно создать свободные колебания соответствующей формы. Если, например, установленную на диске лопатку предварительно изогнуть так, чтобы форма ее изгиба соответствовала в любом масштабе k-й главной форме, а затем лопатку мгновенно и без ускорения отпустить, то она будет колебаться по k-й главной форме с k-й собственной частотой. При этом прогиб лопатки будет определяться формулой

$$y(z, \tau) = Y_k(z) A_k e^{-h\tau} \cos(p_k \tau + \varepsilon_k). \qquad (16.5)$$

Собственные частоты необходимо знать для того, чтобы определить возможность возникновения резонанса, а главные формы — форму прогиба лопатки при нем.

Резонансом называется явление совпадения частоты возмущающей силы и собственной частоты колебаний лопатки. При резонансе форма изгиба лопатки при колебаниях всегда совпадает с соответствующей главной формой.

Резонансные колебания — основная причина усталостных поломок лопаток. Для того чтобы установить, может или не может возникнуть резонанс, надо знать собственные частоты лопаток, т.е. числа p_k, и частоты возмущающих сил.

Собственные частоты лопаток зависят от многих факторов: материала лопатки, жесткости, т.е. сопротивления изгибу, плотности набора на рабочем колесе, наличия проволочных связей и бандажа, частоты вращения. Поэтому, если в условиях эксплуатации лопатки теряют бандаж или проволоку, если ослабляется посадка на диске, то лопатки приобретают другую частоту вращения. При этом действует простое правило: если конструкция облопачивания становится более жесткой, то частота собственных колебаний конструкции увеличивается и наоборот.

При перевязке рабочих лопаток в пакеты с помощью бандажа возможны несколько видов колебаний.

Во-первых, возможны колебания типа А (рис. 16.7, *а*, *б*), при которых рабочие лопатки пакета колеблются синхронно и синфазно в плоскости колеса, т.е. с одинаковой частотой и одновременным достижением всеми ее сечениями максимального прогиба, недеформированного состояния и т.д. Примерно такие же формы колебаний имеет и единичная лопатка, не перевязанная бандажом. Однако численное значение собственных частот колебаний

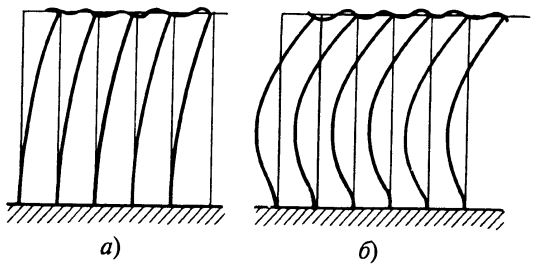


Рис. 16.7. Формы колебаний пакета лопаток
а — тип A_0; *б* — тип A_1

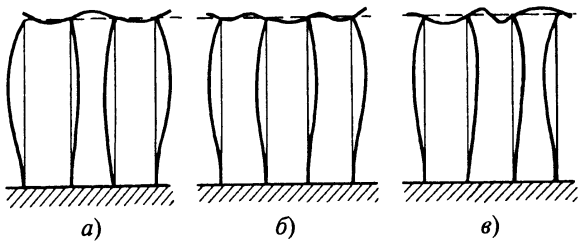


Рис. 16.8. Внутрипакетные формы колебаний лопаток (тип B_0)

пакетов будет отличаться от собственных частот отдельных лопаток.

Во-вторых, появляются формы типа B (рис. 16.8, *а*, *б*, *в*), или внутрипакетные колебания, при которых рабочие лопатки пакета смещаются в плоскости колеса несинхронно и несинфазно, причем вершины лопаток практически не смещаются, а только несколько поворачиваются.

В-третьих, появляются изгибно-крутильные колебания (рис. 16.9), при которых происходит смещение бандажа в плоскости оси турбины, а сами лопатки в общем случае изгибаются и закручиваются. Первая форма A_{00} соответствует форме осевых колебаний пакета лопаток, вторая A_{01} — колебаниям при одном узле на бандаже, но без узлов на лопатке и т.д. Форме A_{11} соответствует по одному узлу на бандаже и на лопатках.

Таким образом, облопачивание на колесе имеет бесчисленное множество собственных частот и главных форм колебаний. Но сами *колебания возникают только при воздействии на систему сил, изменяющихся во времени.* Теоретическое рассмотрение и экспериментальные исследования показывают, что при вращении на конкретную лопатку действует переменная аэродинамическая сила q, зависящая от угла поворота лопатки φ (рис. 16.10). Ее характерная особенность — строгая периодичность, определяемая одним оборотом колеса. Возникновение неравномерной аэродинамической нагрузки связано со многими причинами, главными из которых являются следующие.

1. Неодинаковость каналов сопловой решетки (технологическая неоднородность), вследствие которой поток из ее различных каналов выходит с раз-

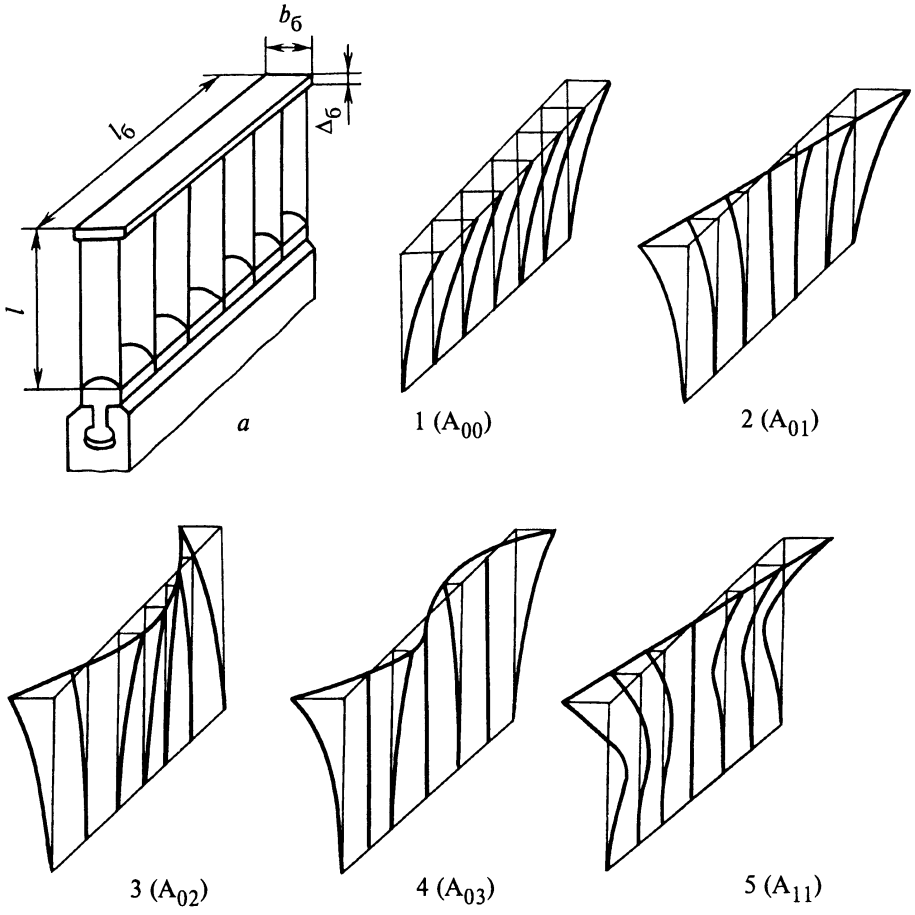


Рис. 16.9. Изгибно-крутильные формы колебаний пакета лопаток
а — пакет лопаток; *1—5* — формы колебаний

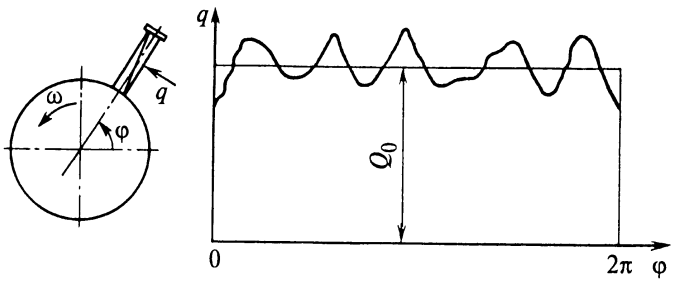


Рис. 16.10. Изменение силы, действующей со стороны парового потока на рабочую лопатку в процессе ее поворота на 1 оборот

ной скоростью и под различными углами α_1. Поэтому каждая конкретная лопатка, вращаясь и проходя за различными сопловыми каналами, будет испытывать различную нагрузку. Эта нагрузка периодическая и поэтому ее можно представить в виде бесконечной суммы членов:

$$q(\varphi)=\left[1+\sum_{k=1}^{\infty}\left(\frac{Q_k}{Q_0}\cos k\varphi=\frac{P_k}{Q_0}\sin k\varphi\right)\right]Q_0 . \quad (16.6)$$

Каждый член этого ряда называется гармоникой возмущающей силы. Величины $A_k = Q_k/Q_0$ и $\varkappa = P_k/Q_0$ — относительными амплитудами гармоник, величина k — кратностью гармоники.

В этих соотношениях Q_0 — это средняя нагрузка за время одного оборота колеса (см. рис. 16.10). Она создает постоянный во времени изгиб рабочей лопатки, на фоне которого происходят ее колебания. Относительные амплитуды гармоник возмущающих $\varkappa_k$ и $\varkappa'_k$ сил уменьшается по мере увеличения номера k гармоники. При существующей технологии производства диафрагм реальную опасность представляют только первые шесть гармоник (точнее — кроме первой), в которой величины $\varkappa_k$ и $\varkappa'_k$ не могут быть определены с большой точностью, так как они зависят от конкретного исполнения диафрагмы. Приближенно можно считать что $\varkappa_k \approx \varkappa'_k \approx 0{,}03—0{,}1$.

Частным случаем технологической неоднородности сопловых решеток может считаться нарушение потока пара в зоне разъема диафрагмы из-за несовпадения частей разрезанных профилей, расположенных в верхней и нижней половинах диафрагмы (рис. 3.41), из-за недостаточной плотности горизонтального разъема диафрагмы, при которой струи пара проходят по горизонтальному разъему. В этом случае в возникающей возмущающей силе наибольшую амплитуду будет иметь гармоника с номером $k = 2$.

2. Неодинаковость параметров пара по окружности перед или за ступенью, вследствие которой усилия, действующие со стороны пара на некоторую рабочую лопатку, оказываются разными при различных углах поворота колеса φ. Чаще всего неодинаковость параметров по окружности возникает в зонах подвода и отбора пара через патрубки, где соответственно давление пара больше или меньше. И в этом случае амплитуда гармоник возмущающих сил также быстро убывает с увеличением их номера.

3. Парциальный подвод пара, характерный в основном для регулирующих ступеней. В этом случае амплитуда возмущающих сил особенно велика, так как конкретная лопатка то попадает под действие полного аэродинамического усилия в активной дуге подвода, то нагрузка с нее полностью снимается в зоне, где пар не подводится. Верхняя оценка относительной амплитуды возмущающей силы при парциальном подводе:

$$\varkappa_k = 2/\pi_k .$$

Из этого соотношения видно, что первая гармоника составляет 64 %, от полного статического усилия, вторая 32 % и т.д., т.е. интенсивность возбуждения, вызванная парциальным подводом пара весьма значительна.

4. Неравномерность потока пара вдоль окружности сопловой решетки из-за наличия выходных кромок и кромочных следов (рис. 16.11). В зоне выходной кромки, в зависимости от ее ширины наблюдается «провал» скоростей потока и соответственно усилия, действующего на рабочие лопатки.

В большинстве практических случаев нет необходимости определять амплитуды, а достаточно

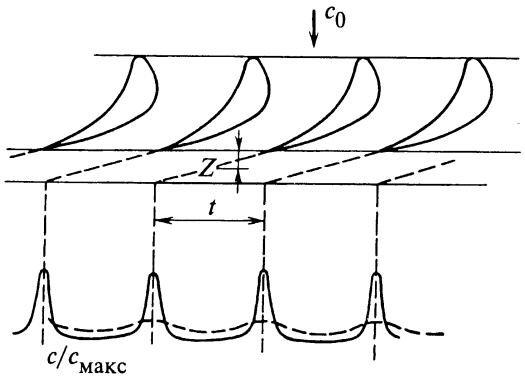


Рис. 16.11. Изменение силы струй пара, вытекающих из сопл, вдоль окружности в зависимости от расстояния от сопловой решетки

сплошные — $z = 0{,}1t$; штриховые — $z = 1{,}8t$

знать только частоты возмущающих сил, с тем, чтобы исключить резонанс и возможность интенсивных колебаний даже при значительных возмущающих силах.

Частота возмущающих сил, вызванных технологической и конструктивной неравномерностью, видна из соотношения (16.6) с учетом того, что $\varphi = \omega t$. Так как в свою очередь $\omega = 2\pi n$, где n — частота вращения, то частота рассматриваемых возмущающих сил составит, Гц:

$$f'_в = \frac{k \cdot 2\pi n}{2\pi} = kn, \qquad (16.7)$$

где $k = 1, 2, \ldots, \infty$.

Таким образом, частоты этих возмущающих сил в турбине заранее известны, и они кратны частоте вращения.

Частота возмущающих сил, вызванная кромочными следами, также заранее известна и равна

$$f''_в = knz_с, \qquad (16.8)$$

где $z_с$ — число сопл в сопловой решетке. На практике имеет значение только первая гармоника ($k = 1$). В этом случае $f''_в = nz_с$.

Таким образом, в общем случае частоты возмущающих сил, действующих в ступени турбины, при фиксированной частоте вращения представляют собой дискретный спектр с шагом n. Если, например, частота вращения турбоагрегата составляет $n = 50$ об/с, то частоты возмущающих сил вполне определенны и равны 50, 100, 150, 200 Гц и т.д. до бесконечности.

Однако *не все возмущающие силы опасны. Опасными они являются тогда, когда, во-первых, наблюдается резонанс, т.е. их совпадение с частотой собственных колебаний, во-вторых, когда амплитуда возмущающих сил достаточно велика, и, в-третьих, когда сопротивление колебаниям (демпфирование) мало.* Можно, например, показать, что возмущающая сила первой кратности с частотой $f'_в = n$ не опасна, поскольку вращающаяся рабочая лопатка имеет частоту собственных колебаний $f_д > n_с$ и резонанса не возникает. С увеличением номера k амплитуды гармоники возмущающих сил быстро убывают, и поэтому реально опасными являются возмущающие силы с частотой со второй по шестую кратность включительно. Последующие гармоники возмущающей силы имеют малые амплитуды и поэтому не опасны.

Опасной затем оказывается гармоника с частотой $f''_в = nz_с$, возбуждаемая кромочными следами.

Как уже указывалось, если амплитуда возбуждающих сил, действующих на рабочие лопатки, известна, то можно определить и напряжения, действующие в ее сечениях. Для выяснения основных факторов, от которых зависит амплитуда $\sigma_а$ динамических (изменяющихся во времени) напряжений при резонансе кратности $k = s$, приведем формулу для напряжений в рабочих лопатках, связанных бандажом в пакеты:

$$\sigma_а = (2\pi/\eta)\varkappa_s C_s \chi \sigma_{ст}, \qquad (16.9)$$

где $\sigma_{ст}$ — статическое (постоянное во времени) напряжение изгиба в корневом сечении свободной лопатки (без бандажа) под действием нагрузки Q_0, которая определяется без особого труда; η — логарифмический декремент колебаний; χ — пакетный множитель; C_s — коэффициент, зависящий от тона колебаний при резонансе:

Тон колебаний	A_0	B_0	A_1	A_2
Коэффициент C_s	0,444	0,112	0,040	0,008

Из приведенных данных видно, сколь быстро убывают напряжения при резонансе с ростом тона колебаний, что еще раз подчеркивает то обстоятельство, что не все, а только первые тона колебаний опасны.

Пакетный множитель определяется соотношением

$$\chi = \frac{\sin(\pi k m / z_л)}{m \sin(\pi k / z_л)}, \qquad (16.10)$$

где $z_л$ — число рабочих лопаток на колесе; m — число лопаток в пакете. *Пакетный множитель показывает во сколько раз возмущающая сила, действующая на рабочую лопатку в пакете, меньше, чем сила, действующая на ту же лопатку, но установленную изолировано.* Это означает, что отрыв бандажа на пакете лопаток, даже если он не вызвал немедленных разрушений, является предвестником последующего разрушения лопаток от усталости.

Из соотношения (16.9) хорошо видно, что *амплитуда динамических напряжений при резонансе прямо пропорциональна интенсивности возмущающей силы и постоянным статическим напряжениям и обратно пропорциональна демпфированию.* Некачественный набор лопаток на колесе при ремонте, перестройка системы парораспределения,

разрушение демпферных проволок также приводят к росту динамических напряжений в лопатках.

Пример 16.1. Определить динамические напряжения в рабочих лопатках пакета, работающего в условиях резонанса по тону A_0, установленного на колесе с полным подводом пара. Частота собственных колебаний пакета 764,8 Гц, частота вращения $n = 50$ об/с. Число лопаток на колесе $z_л = 160$, число лопаток в пакете $m = 10$. Декремент колебаний $\eta = 0{,}02$. Разброс частот пакетов на колесе $\Delta = 5\ \%$. Статические напряжения изгиба $\sigma_{ст} = 30$ МПа.

Минимальные и максимальные значения собственных частот пакетов на колесе:

$$f_{min} = 0{,}95 \cdot 764{,}8 = 726{,}6 \text{ Гц};$$

$$f_{max} = 1{,}05 \cdot 764{,}8 = 803{,}0 \text{ Гц}.$$

Следовательно, вероятно, на колесе имеются пакеты с частотами от 726,6 до 803,0 Гц. Пакеты с собственными частотами 750 и 800 Гц будут работать в резонансе, кратность которых $k_1 = 750/50 = 15$ и $k_2 = 16$. Решим задачу для $k_1 = 15$.

Пакетный множитель определяем по формуле (16.10):

$$\chi = \frac{\sin(\pi \cdot 15 \cdot 10/160)}{10\sin(\pi \cdot 15/160)} = 0{,}07.$$

Так как $C_s = C_1 = 0{,}444$, то, принимая $\varkappa_s = 0{,}045$, получаем:

$$\sigma_a = (2\pi/0{,}02) \cdot 0{,}045 \cdot 0{,}444 \cdot 0{,}07 \cdot 30 = 13{,}2 \text{ МПа}.$$

Пример 16.2. Определить динамические напряжения для примера 16.1 в случае отрыва бандажа.

При отрыве бандажа пакетный множитель равен единице, и тогда $\sigma_a = 13{,}2/0{,}07 = 188{,}6$ МПа. Таким образом, при потере бандажа в условиях эксплуатации динамические напряжения возрастают более чем в 14 раз, что представляет несомненную опасность.

16.3.3. Поведение материала под действием переменных напряжений

Если к некоторому образцу (рис. 16.12) приложить симметричную знакопеременную нагрузку, то, спустя определенное число циклов N, образец разрушится вследствие усталости. Если провести испытания достаточно большого числа образцов при различных амплитудах напряжений σ_a, то можно получить кривую усталости (рис. 16.13), связывающую σ_a и разрушающее число циклов N.

Обычно при построении кривой усталости в двойных логарифмических или полулогарифмических координатах обнаруживается ее излом. Если правая от точки излома ветвь кривой усталости горизонтальна, то напряжение σ_{-1}, соответствующее точке излома, называется пределом выносливости при симметричном цикле. При напряжениях $\sigma_a < \sigma_{-1}$ усталостного разрушения материала не происходит.

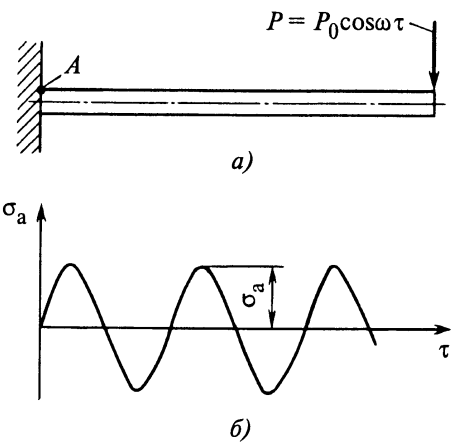


Рис. 16.12. Схема испытаний образца при симметричном цикле нагружения

а — схема нагружения; *б* — изменение напряжений в точке *A* во времени

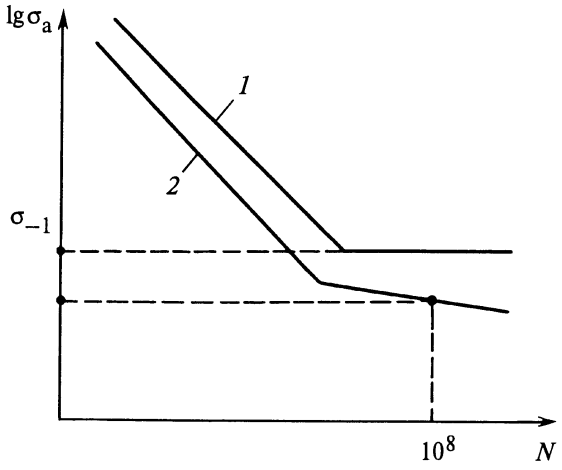


Рис. 16.13. Кривые усталости материала при симметричном цикле нагружения

1 — существование физического предела усталости; *2* — ограниченный предел усталости

Во многих случаях правая ветвь кривой усталости не горизонтальна, и наблюдается непрерывное увеличение N с уменьшением σ_a. В частности, сам наклон может зависеть от температуры испытаний. Тогда испытания проводят, например, на базе 10^8 циклов и говорят об ограниченном пределе выносливости, — той амплитуде напряжений, которая соответствует заданной циклической долговечности 10^8 циклов.

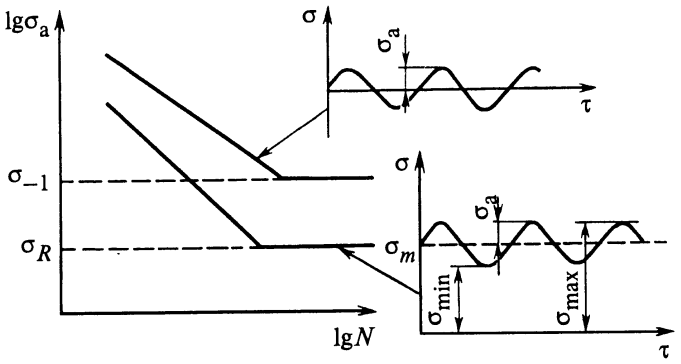


Рис. 6.14. Кривые усталости материала при симметричном и асимметричном циклах нагружения

Для рабочих лопаток турбин характерно асимметричное нагружение, при котором переменные вибрационные напряжения сравнительно небольшой амплитуды σ_a реализуются на фоне достаточно высоких средних напряжений σ_m, вызванных вращением и изгибом от аэродинамической нагрузки (см. рис. 16.10). Отношение минимальных напряжений σ_{min} к максимальным σ_{max} (рис. 16.14) в цикле нагружения называется коэффициентом асимметрии цикла R_σ. В частности, для симметричного цикла $R_\sigma = -1$ и именно этим определяется обозначение предела усталости σ_{-1}. Нагружение рабочих лопаток турбин характеризуется положительной асимметрией цикла, которая снижает сопротивление усталости. Влияние асимметрии устанавливается для каждого материала экспериментально и представляется в виде диаграммы предельных амплитуд цикла (рис. 16.15), по оси абсцисс которой откладывают среднее напряжение σ_m, а по оси ординат — амплитуду напряжений σ_a. Сама кривая является геометрическим местом точек заданной *1* усталостной долговечности. В частности, для случая отсутствия разрушения кривая будет проходить через точки $\sigma_a = \sigma_{-1}$ и $\sigma_m = \sigma_в$,

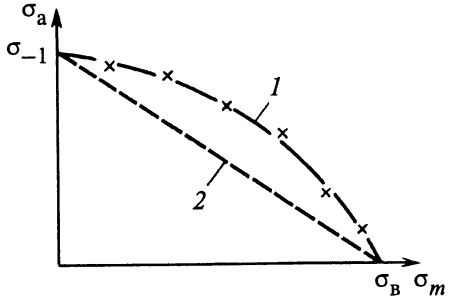


Рис. 16.15. Диаграмма предельных состояний материала

где $\sigma_в$ — предел прочности. Зона, расположенная под кривой, является областью неразрушения, выше ее — зоной разрушения. Диаграмма может быть аппроксимирована подходящим аналитическим выражением. Проще всего использовать предположение о линейной связи σ_a и σ_m для диаграммы (см. штриховую линию *2* на рис. 16.15):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_в} = 1. \qquad (16.11)$$

Смысл последнего соотношения очевиден: если на лопатку действует большая нагрузка от центробежных сил, то «запас» для усталостной нагрузки уменьшается.

При неизвестном пределе усталости можно считать $\sigma_{-1} = 0{,}5\sigma_в$.

Пример 16.3. При нормальной работе амплитуда напряжений в рабочей лопатке последней ступени составляет $\sigma_a = 40$ МПа, напряжение растяжения $\sigma_m = 400$ МПа. Оценить опасность этих значений напряжений, если предел прочности стали $\sigma_в = 730$ МПа. Имеем $\sigma_m/\sigma_в = 0{,}55$, а $\sigma_a/\sigma_{-1} = \sigma_a/(0{,}5\sigma_в) = 40/365 = 0{,}11$. Тогда

$$\sigma_a/\sigma_1 + \sigma_m/\sigma_в = 0{,}66,$$

что создает определенный запас по разрушению, и поэтому напряжения не представляют опасности.

Пример 16.4. Определить опасность резонанса для предыдущего примера, если переменная составляющая напряжений из-за потери бандажа возрастает в 6 раз.

В этом случае $\sigma_a/\sigma_{-1} = 0{,}66$ и

$$\sigma_a/\sigma_{-1} + \sigma_m/\sigma_в = 1{,}21,$$

что приведет к усталостному разрушению.

В зонах резкого изменения формы, например, перехода рабочей части лопатки к полке хвостовика или интегрального бандажа, на кромках отверстий, например, под скрепляющую или демпферную связь и т.д. возникает местное повышение напряжений, так называемая концентрация напряжений. Последняя может значительно снижать усталостную долговечность.

16.3.4. Развитие трещин усталости и разрушение лопаток

Основой для суждения о надежности рабочих лопаток являются усталостные характеристики материала, получаемые экспериментально на образцах. Если исключить специальные исследования, то, как правило, предел выносливости определяется

по числу циклов N, соответствующему моменту разделения образца на две части. Усталостная долговечность N включает в себя два разных, последовательно протекающих процесса. Первый из них — это собственно усталость, при котором происходит процесс зарождения макротрещины. Число циклов, при котором обнаруживается макротрещина, зависит от точности приборов для ее обнаружения. Обычно за момент появления трещины принимают то число циклов $N_т$, при котором ее длина составляет 0,2—0,5 мм. Второй период — это период развития трещины до критического значения, при котором происходит практически мгновенное разделение образца на две части. Число циклов $N_ж = N - N_т$ называют живучестью образца. Законы зарождения и развития трещины управляются различными механизмами, на которых мы остановимся ниже.

Аналогичные процессы зарождения и развития трещины происходят при циклическом нагружении и в рабочих лопатках, однако, их условия работы даже при одинаковых напряжениях будут значительно отличаться от условий работы образцов: они отличаются и размерами, и формой, и характером изменения напряжений по толщине и т.д. Поэтому простое использование результатов испытаний образцов для оценки надежности рабочих лопаток затруднительно. На этапе проектирования выход из создавшегося положения состоит в том, что в конструкции допускаются напряжения такие, чтобы материал работал при напряжениях ниже предела усталости с определенным запасом, и трещина не могла бы возникнуть. Тем не менее, опыт многочисленных поломок рабочих лопаток свидетельствует о том, что часто условия надежной работы не выполняются.

Для анализа причин поломок необходимо понимать основные закономерности внезапного хрупкого разрушения и процесса подрастания трещины до критического размера.

Ревизии лопаточного аппарата обнаруживают многочисленные лопатки с трещинами. Это говорит о том, что не всякая трещина приводит к обрыву рабочей лопатки. Возможность отрыва лопатки определяется условием:

$$K_I > K_{Ic}, \tag{16.12}$$

где K_{Ic} — характеристика материала, называемая вязкостью разрушения, или критическим коэффициентом интенсивности, или вязкостью разрушения; K_I — коэффициент интенсивности. Величина K_{Ic} рассматривалась нами в § 3.2. Для рабочей лопатки, в кромке которой образовалась трещина длиной l (рис. 16.16), коэффициент интенсивности подсчитывается по формуле:

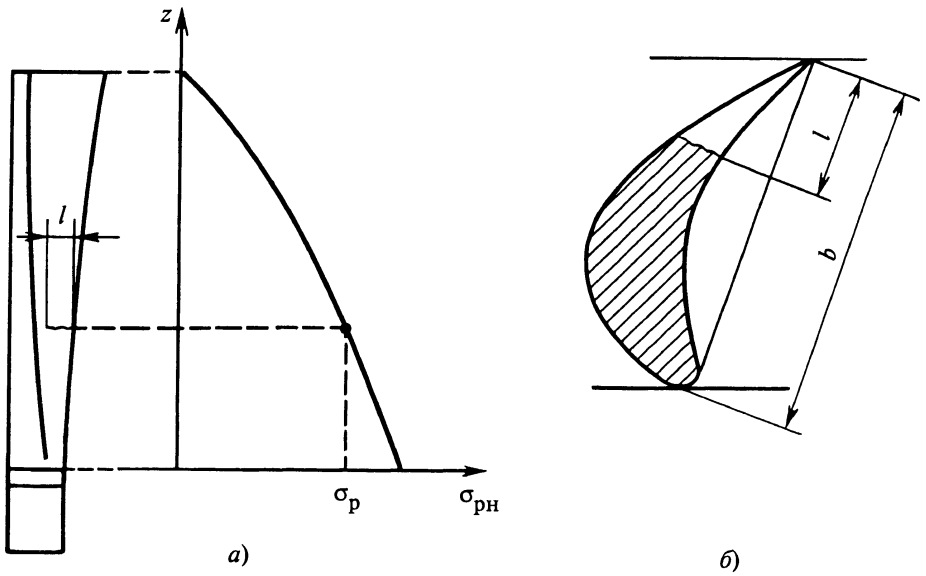
$$K_I = \frac{1{,}11 + 5(l/b)^4}{1 - l/b}\,\sigma_p\sqrt{\pi l}\,, \tag{16.13}$$

где σ_p — напряжение растяжения в кромке лопатки; b — хорда лопатки.

Соотношения (16.12) и (16.13) определяют условие хрупкого отрыва рабочей части лопатки, расположенной выше трещины:

$$\frac{1{,}11 + 5(l/b)^4}{1 - l/b}\,\sigma_p\sqrt{\pi l_{кр}} = K_{Ic}, \tag{16.14}$$

где $l_{кр}$ — критический размер трещины.



а) б)

Рис. 16.16. Распределение напряжений растяжения по высоте рабочей лопатки (*а*) и параметры трещины в лопатке (*б*)

Пример 16.5. Определить критическую длину трещины в корневом сечении лопатки с хордой $b = 160$ мм, если напряжения растяжения в ней 400 МПа. Вязкость разрушения материала $K_{1c} = 57$ МПа · м^{0,5}.

Из соотношения (16.14) имеем:

$$\frac{1{,}11 + 5(l_{кр}/0{,}16)^4}{1 - l_{кр}/0{,}16}\, 400\sqrt{\pi l_{кр}} = 57.$$

Решая это уравнение методом подбора, находим $l_{кр} = 0{,}005$ м = 5 мм. Таким образом, трещина длиной всего в 5 мм при рассмотренных условиях приводит к хрупкому отрыву лопатки. Этим определяется чрезвычайная опасность трещин.

Отношением $l_{кр}/b$ в соотношении (16.14) можно пренебречь и получить приближенное соотношение для определения $l_{кр}$:

$$l_{кр} \approx \frac{1}{\pi}\left(\frac{K_{1c}}{1{,}11\sigma_р}\right)^2. \qquad (16.15)$$

Видно, что при выбранном материале лопатки и фиксированной температуре *критический размер трещины обратно пропорционален квадрату напряжений растяжения*, действующих в сечении, где расположена трещина.

Пример 16.6. Вычислить критическую длину трещины в корневом сечении лопатки последней ступени, где $\sigma_р = 250$ МПа, принимая ее условие работы такими же, как и в предшествующем примере.

Имеем:

$$l_{кр} = (400/250)^2 \cdot 5 = 12{,}8 \text{ мм}.$$

Пример 16.7. Приведем пример катастрофического разрушения мощной турбины, происшедшего вследствие появления трещин в рабочих лопатках и их отрыва. Во время работы турбины в месте перехода рабочей части лопатки к полке хвостовика образовались трещины (последние были обнаружены на многих соседних лопатках после аварии), однако обслуживающий персонал не подозревал об этом. Размер образовавшихся трещин не достиг критического, и турбина продолжала нормально работать. Внезапно из-за неисправности электрической части генератора в нем произошло короткое замыкание. Защита турбогенератора отключила его от сети, и при этом, естественно, произошел заброс частоты вращения, не опасный при нормальном состоянии рабочих лопаток, но совершенно недопустимый при наличии трещин. Напряженность лопаток возросла, кроме того, из-за возникающих крутильных колебаний валопровода. В результате произошел отрыв одной, а возможно, и нескольких рабочих лопаток последней ступени, масса каждой из которых около 13 кг. Внезапно появившийся небаланс вызвал интенсивнейшую вибрацию валопровода, тем более, что выбегающий ротор проходил через вторую критическую частоту вращения. Вибрация и возникшие в роторе динамические напряжения привели к хрупкому разрушению валопровода по нескольким сечениям и к тяжелейшей аварии с человеческими жертвами.

Живучестью детали называется число циклов, равное разности чисел циклов, соответствующих хрупкому разрушению и появлению трещины длиной 0,22—0,5 мм. Ясно, что чем больше живучесть, тем больше шансов не достичь состояния внезапного хрупкого разрушения.

Основой для оценки живучести конструкции является характеристика материала, представляющая собой зависимость скорости роста трещины v для конкретного материала от размаха коэффициента интенсивности $\Delta K = K_I^{макс} - K_I^{мин}$, где $K_I^{макс}$ и $K_I^{мин}$ — соответственно максимальные и минимальные значения K_I в цикле. Подобно усталости, нагружение можно характеризовать коэффициентом асимметрии по коэффициенту интенсивности.

Типичная зависимость $v(\Delta K)$ показана на рис. 16.17. Условно ее можно разделить на три зоны.

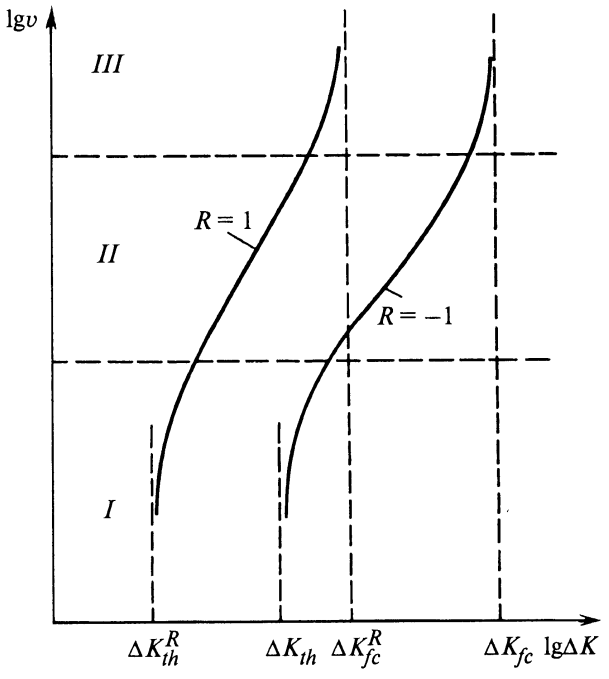


Рис. 16.17. Зависимость скорости роста трещины от размаха коэффициента интенсивности и асимметрии цикла нагружения

В зоне *II* скорость развития трещины составляет 10^{-5}—10^{-3} мм/цикл и описывается соотношением:

$$v = C(\Delta K)^n, \qquad (16.16)$$

где C и n — константы материала, слабо зависящие от асимметрии цикла. Зона *I* характеризуется порогом развития трещины при симметричном цикле ΔK_{th}. При $\Delta K < \Delta K_{th}$ скорость развития не превышает 10^{-8} мм/цикл и можно считать, что трещина не развивается. В зоне *III* скорость развития трещины быстро растет с увеличением ΔK и считается, что при некотором значении ΔK_{fc} она становится бесконечно большой.

Особое значение имеет порог развития усталостной трещины ΔK_{th}. Он зависит от многих факторов: от материала, его предела текучести, коэффициента асимметрии, размеров образца, частоты нагружения и т.д. Особенно сильное влияние оказывает асимметрия: если при симметричном цикле ΔK_{th} = 10—15 МПа · м^{0,5}, то при $K = 0$ (пульсирующий цикл) ΔK_{th} = 7—8 МПа · м^{0,5}, а при большой асимметрии, характерной для рабочих лопаток, ΔK_{th} = 2—3 МПа · м^{0,5}.

Пример 16.8. Определить пороговый размер трещины в кромке рабочей лопатки, при котором начнется ее рост, для рабочей лопатки, рассмотренной в примере 16.3, если ΔK_{th} = 3 МПа · м^{0,5}.

Учитывая малый пороговый размер трещины по сравнению с хордой лопатки, из соотношения (16.15) будем иметь:

$$2 \cdot 1{,}11 \cdot \sigma_a \sqrt{\pi l_{th}} = \Delta K_{th}.$$

Тогда

$$l_{th} = \frac{1}{\pi}\left(\frac{\Delta K_{th}}{2{,}22\sigma_a}\right)^2 = \frac{1}{\pi}\left(\frac{3}{2{,}22 \cdot 40}\right)^2 = 3{,}69 \cdot 10^{-4} \text{ м} =$$

= 0,37 мм.

16.3.5. Предупреждение усталостных поломок рабочих лопаток

16.3.5.1. Материал лопаток. Возможность появления трещины усталости и ее развития до критического значения, как следует из приведенного выше анализа, определяется двумя основными факторами: накоплением повреждений в материале рабочей лопатки вследствие действия переменных напряжений и сопротивлением материала действию этих переменных напряжений. Усталостная поломка происходит тогда, когда резерв прочности материала исчерпывается. Отсюда следует, что имеется принципиально два различных способа борьбы с усталостными поломками:

1. Выбрать материал рабочих лопаток на стадии проектирования настолько прочным, чтобы гарантировать его неразрушение за срок эксплуатации.

2. Сконструировать турбину так и обеспечить такие режимы эксплуатации, чтобы исключить быстрое накопление повреждений и преждевременное разрушение материала, который выбран для изготовления ее лопаток.

Рассмотрим эти способы.

Выбор материала для рабочих лопаток, способ его получения и термообработка определяются большим количеством требований. Материал должен обладать высокими статической прочностью, пластичностью, ударной вязкостью, сопротивлением эрозии, технологичностью и т.д. Требование высокой усталостной прочности является только одним из них. К тому же многие из требований являются противоречивыми: например, повышение статической прочности приводит к снижению пластичности; мелкозернистая структура приводит к повышению статической прочности, но снижает сопротивление воздействиям при высокой температуре. Поэтому на практике при разработке материалов для рабочих лопаток приходится идти на компромисс. Именно этим объясняется ограниченное количество марок сталей для рабочих лопаток и медленный прогресс в их улучшении. Само собой разумеется, что *при ремонтах недопустима замена материала рабочих лопаток.*

Таким образом, реальным оказывается второй способ борьбы с усталостными поломками — снижением вибрационных напряжений в рабочих лопатках.

16.3.5.2. Пакетирование лопаток и установка скрепляющих проволок. При рассмотрении последствий колебания лопаток естественно возникает вопрос: а нельзя ли с помощью определенных конструктивных мер исключить колебания вообще? В частности, на эту мысль наводит рассмотрение выражения для пакетного множителя

$$\chi = \frac{\sin(k\pi m/z_л)}{m\sin(\pi k/z_л)}.$$

Действительно, если все лопатки колеса перевязать бандажом, то $m = z_л$ и $\chi = 0$, т.е. никаких

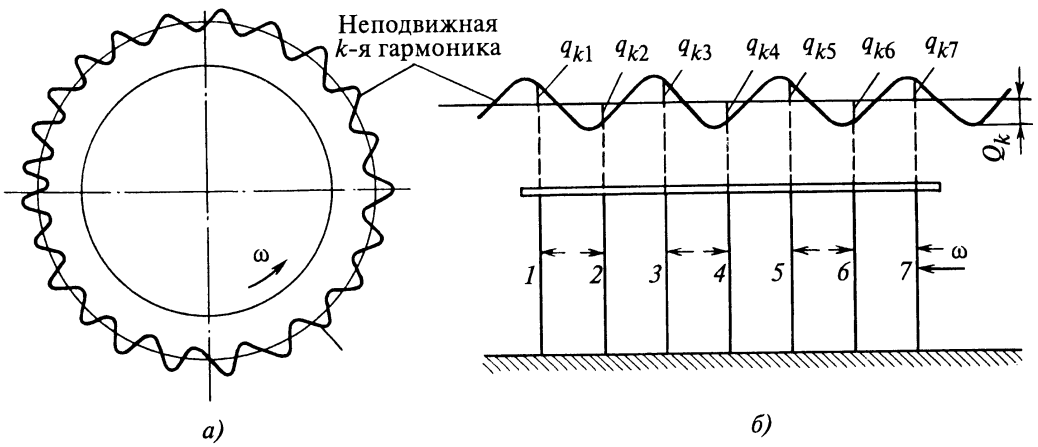


Рис. 16.18. Механизм действия пакетного множителя на снижение возмущающей силы, действующей на лопатку в пакете
а — развертка гармоники возмущающей силы; *б* — силы, действующие на отдельные лопатки в пакете

возбуждающих сил на колесо не действует и, следовательно, колебания невозможны. И это действительно так, но при целом ряде оговорок, для понимания которых необходимо четко уяснить механизм снижения напряжений в лопатках вследствие пакетирования.

Выше отмечалось, что действующая на некоторую лопатку возмущающая сила всегда может быть разложена в тригонометрический ряд (16.6). Воздействие некоторой k-й гармоники на пакет лопаток можно представить себе следующим образом: за сопловым аппаратом «устанавливается» некоторая погонная нагрузка, изменяющаяся по закону косинуса (или синуса) $q_k = Q_k \cos(k\omega\tau)$ (рис. 16.18, *а*), представляющая собой косинусоиду с числом k полных волн, имеющих амплитуду Q_k.

Если лопатки не перевязывать в пакет, то периодически на любую лопатку будет действовать усилие Q_k (k раз по направлению вращения и k раз против направления вращения). Если теперь перевязать лопатки в пакеты, например по 7 штук, как показано на рис. 16.18, *б*, и рассмотреть усилие, действующее на пакет лопаток в некоторый момент времени, то можно увидеть следующее. На некоторую лопатку, например *4*, действует усилие q_{k4}, направленное против вращения. Бандаж перераспределяет это усилие между всеми лопатками пакета равномерно и поэтому на каждую лопатку пакета от лопатки *4* передается усилие $q_{k4}/7$. В этот же момент на лопатку *3* действует усилие q_{k3} в противоположную сторону. Таким образом, можно рассмотреть все рабочие лопатки пакета. Ясно, что *в результате распределяющего действия бандажа усилие, действующее на некоторую рабочую лопатку в пакете, будет меньше, чем при изолированном расположении этой лопатки.* Отношение максимальных значений сил для этих двух случаев и представляет собой пакетный множитель. Другими словами, можно сказать, что на пакете «располагается» некоторое число полных синусоид возмущающей силы, полуволны которых гасят друг друга, и в результате остается некоторый «избыток», не превышающий синусоиды. Этот «избыток» посредством бандажа распределяется между всеми лопатками пакета. Отсюда сразу следует два вывода.

1. Чем больше лопаток в пакете, тем меньше значение пакетного множителя χ. В частности, если все лопатки перевязать в единый пакет, то $\chi = 0$, так как число полных синусоид возмущающей нагрузки будет целым.

2. Если число лопаток m в пакете таково, что на нем располагается целое число синусоид, т.е. нет «избытка» возмущающих сил, то тогда $km/z_л$ — целое число и $\chi = 0$.

Пример 16.9. Выбрать число лопаток в пакете, если на колесе расположено $z_л = 100$ лопаток, а кратность возмущающей силы $k = 25$.

Пакетный множитель $\chi = 0$, если

$$\frac{km}{z_л} = \frac{25m}{100} = i,$$

где i — целое число. Отсюда $m = 4i$, т.е. $\chi = 0$ при числе лопаток в пакете 4, 8, 12, вплоть до 100.

Следует подчеркнуть, что число лопаток в пакете определяется не только стремлением получить малое значение χ, но и другими факторами. Например, при перевязке всех лопаток колеса (на круг) $\chi = 0$, но трудно обеспечить свободное расширение бандажа и лопаток при резких изменениях температуры в проточной части при изменениях режима работы турбины. Это приводит к появлению температурных напряжений и в бандаже, и в лопатках, циклическое повторение которых грозит появлением

трещин. При большом числе лопаток в пакете трудно изготовить бандажную ленту с необходимой точностью с тем, чтобы во время сборки не вызывать в соединении монтажных напряжений.

«Настройка» пакетного множителя относится только к конкретной кратности возмущающей силы. Если вернуться к только что рассмотренному примеру и принять, что частота вращения колеса $n = 50$ об/с, то кратность $k = 25$ соответствует частоте собственных колебаний $f = kn = 25 \cdot 50 = 1250$ Гц. При разбросе собственных частот колебаний на колесе $\Delta = 10$ %, кратность возмущающих сил составляет $k = 23$; 24; 25; 26 и 27. Выбрав число лопаток в пакете, кратное четырем, можно получить $\chi = 0$ для кратности $k = 25$, но для других кратностей $\chi > 0$.

Далее, смысл пакетирования состоит в перераспределении «избытка» возмущающей силы посредством бандажа. Поэтому *пакетирование снижает напряжения в лопатках только при синхронно-синфазных колебаниях* (типа А). При наличии возмущающих сил, частоты которых вызывают колебания других форм (типа В или изгибно-крутильных колебаний), пакетирование не приводит к выравниванию усилий между лопатками с помощью бандажа.

При колебаниях типа В используется другой способ борьбы, основанный на их специфике: при колебаниях типа В бандаж почти неподвижен, а лопатки колеблются в разных фазах (рис. 16.19, *а*). Поэтому, если пакет прошить проволокой в зоне максимальных прогибов при колебаниях (рис. 16.19, *б*) и припаять проволоку к лопаткам, то колебания типа B_0 станут невозможными. При этом могут остаться возможными колебания типа B_1, но поскольку их частота выше, чем тона B_0, то они могут оказаться уже неопасными. Если же и их необходимо ликвидировать, то можно установить в нужном месте второй ряд проволок и т.д. Следует только иметь в виду, что установка проволок в проточной части

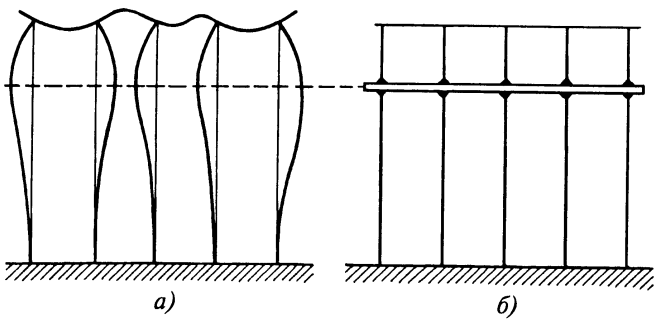


Рис. 16.19. Ликвидация внутрипакетных колебаний прошивкой связующей проволокой

всегда снижает КПД ступени, поэтому их по возможности следует избегать и обеспечивать низкий уровень колебаний другими средствами.

16.3.5.3. Отстройка рабочих лопаток от резонанса. Опасность вибрационной поломки возникает только при работе лопаток в условиях резонанса или вблизи него. Мерой отличия круговой частоты возмущающей силы Ω от круговой частоты собственных колебаний лопатки p выступает их отношение $\alpha = \Omega/p$. Влияние отношения α на напряжения характеризуется динамическим коэффициентом

$$\lambda = [(1 - \alpha^2)^2 + \alpha^2 (\eta/\pi)^2]^{-1/2}. \qquad (16.17)$$

Если возмущающая сила прикладывается очень медленно, т.е. статически ($\Omega \to 0$), то $\alpha \to 0$ и тогда $\lambda = 1$. По мере роста частоты возмущающей силы λ растет, достигая максимума при $\alpha = 1$:

$$\lambda_{max} = \pi/\eta, \qquad (16.18)$$

т.е. *при резонансе напряжения обратно пропорциональны логарифмическому декременту колебаний.*

Влияние отклонения от резонанса легко оценить: даже при отклонении от резонанса на 0,5 % при $\eta = 0{,}02$ динамическое воздействие падает почти вдвое, т.е. при малом демпфировании наблюдается ярко выраженный максимум. При увеличении демпфирования максимальное значение λ уменьшается, а сам максимум «смазывается», но все-таки отстройка от резонанса даже на несколько процентов уменьшает динамические напряжения в несколько раз.

Выше отмечалось, что имеются две группы возмущающих сил. Частота первой из них кратна частоте вращения. Наглядное изображение условия возникновения резонанса с возмущающими силами этой группы дает вибрационная диаграмма (рис. 16.20), представляющая собой графическое изображение условия резонанса. Поскольку значения частот пакетов рабочих лопаток на колесе всегда имеют некоторый естественный разброс, связанный с их изготовлением, то частоты лопаток изобразятся заштрихованной полосой, повышающейся с частотой вращения. Частоты возмущающих сил линейно зависят от частоты вращения турбины. Поэтому они для различных кратностей k изображаются прямыми линиями, выходящими из начала координат. Пересечение каждого из лучей с полосой динамических собственных частот образует резонансную зону $\Delta n_{рез}^{(k)}$, соответствующую

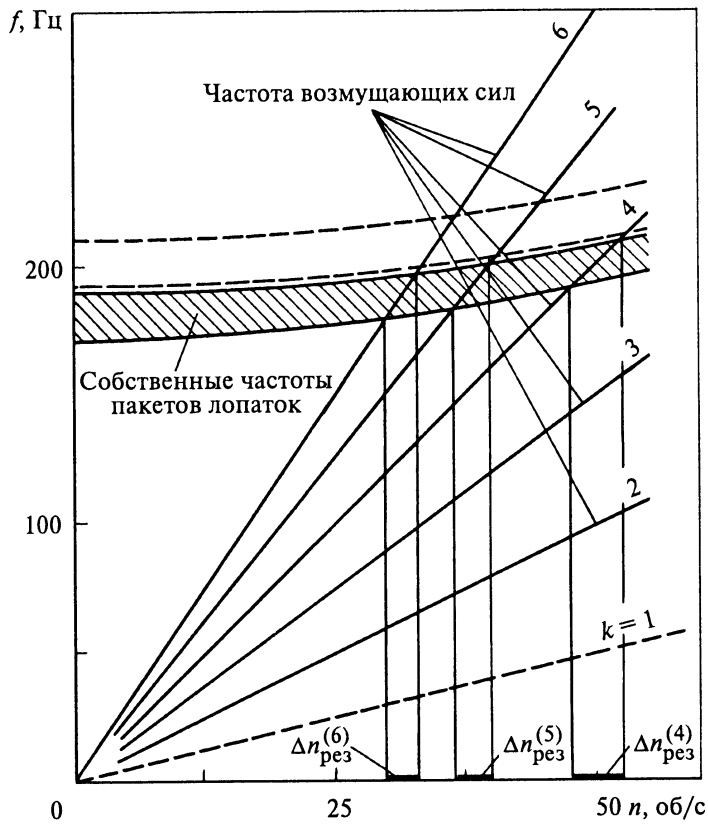


Рис. 16.20. Вибрационная диаграмма для пакета лопаток

кратности возмущающих сил k. При работе турбины на частотах вращения внутри резонансной зоны будет наблюдаться резонанс. Луч для $k = 1$ проведен штриховой линией, так как он никогда не может пересечь полосу частот.

Если частота вращения турбины будет находиться в области резонансных частот, то при проектировании хорду рабочих лопаток подбирают так, чтобы не было резонанса: между рабочей частотой вращения $n_р$ и ближайшей резонансной частотой вращения $n_{рез}$ должен быть определенный запас. Увеличение хорды поднимает полосу собственных частот пакетов вверх (см. полосу, ограниченную штриховыми линиями на рис. 16.20) и наоборот. Передвигая зону резонансных частот можно уйти от номинальной частоты вращения и исключить на ней резонанс.

Рабочие лопатки необходимо обязательно отстраивать не только от воздействия возмущающих сил первых шести кратностей $f'_{возм} = kn_с$, но и от кромочных следов, частота которых $f''_{возм} = z_с n_с$. Опасность разрушения существует тогда, когда может возникнуть резонанс по тонам A_0, B_0 и A_1.

Следует обратить внимание на то, что отстройка от резонанса при проектировании выполняется в соответствии с ГОСТ или отраслевыми стандартами. В этих документах часто не предусматривается отстройка от резонанса от действия возмущающих сил высоких кратностей (k = 7, 8), от кромочных следов с частотой $f'_в = 2n_с z_с$ и $f_в = 3nz_с$, от изгибно-крутильных форм колебаний, хотя часто именно они являются причиной поломок, особенно на головных недостаточно освоенных образцах турбин.

Необходимо подчеркнуть, что отстройка лопаток — это очень деликатная операция и выполнять ее могут только турбинные заводы или организации, имеющие лицензию. Поэтому какая-либо «самодеятельность» при ремонте и какие-либо отступления от формы лопатки, материала, условий закрепления на колесе, конструкции бандажа должны быть, безусловно, исключены. Отступление от этого требования может привести не только к разрушению лопаток, но и к тяжелой аварии всей машины.

16.3.5.4. Демпфирование колебаний. Хотя на этапе проектирования облопачивание всегда стремятся спроектировать так, чтобы исключить резонанс, это удается не всегда.

Прежде всего, отстройку можно выполнить только для определенной частоты вращения, обычно рабочей. Но в процессе повышения частоты при пуске или ее снижении валопровод турбины проходит, а иногда и работает ограниченное время на резонансных частотах. Эти резонансы иногда называют «проходными». Накопление повреждений при прохождении резонансов зависит от скорости изменения частоты вращения и демпфирования.

Другой пример: лопатки, имеющие высокую частоту собственных колебаний, практически отстроить от резонанса невозможно. Действительно, если средняя частота собственных колебаний пакета равна $f_{ср}$, разброс собственных частот Δ, а частота вращения n, то условие возможности отстройки от резонанса:

$$(1+\Delta)f_{ср} - (1-\Delta)f_{ср} < n.$$

Отсюда следует соотношение

$$2\Delta f_{ср} < n.$$

Предельно допустимый разброс частот лопаток составляет Δ = 8 %. Это означает, что при n = 50 об/с возможна отстройка рабочих лопаток, частоты которых меньше 312 Гц. Можно сделать и другую оценку. Возмущающие силы при кратности $k > 6$ в боль-

шинстве случаев не опасны. Это соответствует средней частоте собственных колебаний $f_{ср}$ = 300 Гц. Для этого разброс не должен превышать значения

$$\Delta = n/2f_{ср} = 50/(2 \cdot 300) = 0{,}083 \approx 8\ \%.$$

Таким образом, резонансные колебания — часто неизбежное явление, и задача состоит в том, чтобы обеспечить надежную работу и в условиях резонанса. Одним из мероприятий по снижению динамических напряжений в рабочих лопатках является демпфирование. Как видно из соотношения (16.9), *динамические напряжения при резонансе обратно пропорциональны декременту колебаний* η. В свою очередь, значение фактического декремента колебаний определяется рассеянием энергии в материале рабочей лопатки, характеризуемой декрементом колебаний $\eta_м$, и рассеянием энергии в связях и соединениях: между хвостовиком и ободом диска, между торцом лопатки и приклепанным бандажом, между лопаткой и проволочной связью, свободно вставленной в отверстие лопатки (демпферная связь). Это демпфирование определяет значение конструкционного декремента $\eta_к$. Таким образом

$$\eta = \eta_м + \eta_к.$$

Декремент $\eta_м$ зависит от марки материала и амплитуды напряжений $\sigma_а$, температуры, термообработки, предела текучести и других характеристик. Лопаточные стали, особенно стали, содержащие 13 % хрома, обладают высокими значениями декремента по сравнению, например, с материалами роторов (низколегированными сталями). Декремент колебаний в материале составляет 1—2,5 %.

Значение конструкционного декремента колебаний $\eta_к$ также зависит от множества факторов: от уровня напряжений, силы контакта между трущимися поверхностями, размеров соединений и т.д. В целом декремент конструкционного демпфирования в несколько раз больше, чем коэффициент демпфирования в материале.

16.3.5.5. Уменьшение статических напряжений изгиба. При невозможности отстроить рабочие лопатки от резонанса и после принятия всех возможных мер по уменьшению действующих сил (пакетирование лопаток), по снижению напряжений путем демпфирования, единственной возможной мерой обеспечения надежности рабочих лопаток является, как видно из формулы (16.9), снижение статических напряжений изгиба. Необходимость такой меры обусловлена и тем, что как определение возмущающих сил, так и коэффициентов демпфирования в настоящее время не может быть выполнено с достаточной точностью. Именно этим объясняется низкий уровень допустимых напряжений на изгиб, особенно для ступеней с парциальным подводом.

16.3.5.6. Причины усталостных поломок рабочих лопаток в условиях эксплуатации и их предупреждение. Все рабочие лопатки паровых турбин можно разделить на две группы.

К первой группе относятся низкочастотные лопатки, частота которых менее 300 Гц. Такие лопатки обязательно отстраиваются от резонанса с возмущающими силами частоты $f'_{возм} = kn$, где k = = 2, 3, ..., 6. Возмущающие силы частоты $f''_{возм} = nz_с$ для таких лопаток не представляют опасности.

Ко второй группе относятся высокочастотные лопатки, которые не могут быть отстроены от резонанса с возмущающими силами частоты $f'_{возм}$ (да в этом и нет необходимости); зато эти лопатки обязательно отстраиваются от резонанса с возмущающими силами частоты $f''_{возм}$.

Разрушение рабочих лопаток первой группы от усталости чаще всего связано с возникновением резонанса, на работу в условиях которого не рассчитывалась лопатка. Это возникает в следующих случаях.

1) при реализации в условиях эксплуатации резонансов таких форм, на которые лопатки не рассчитывались при проектировании. Это, например, изгибно-крутильные колебания пакетов, при которых обычно сначала возникают трещины в углах отверстий под шипы, или резонансные колебания кратностей, выше 6-й, возникающие в тех случаях, когда возмущающие силы таких кратностей имеют повышенную амплитуду. Такие резонансы обычно характерны для головных образцов турбин. Их выявление часто оказывается довольно сложной задачей. Внесение соответствующих изменений в конструкцию позволяет избежать таких резонансных поломок в последующих модификациях турбин;

2) при изменениях частоты собственных колебаний лопаток в процессе монтажа, ремонта и эксплуатации из-за:

изменения профиля лопатки вследствие эрозионного износа, что приводит к изменению собственных частот;

изменения условий закрепления лопатки в хвостовом соединении, в соединении лопатки с шипом

и в проволочных связях. Во всех этих случаях жесткость пакетов уменьшается, и их частота колебаний становится ниже и может возникнуть резонанс; некачественная притирка контактирующих торцевых поверхностей рабочих лопаток, особенно замковых, некачественная припайка бандажей и скрепляющих проволок к лопаткам, некачественная расклепка, плохое закрепление замковых лопаток на диске — все это частые причины уменьшения частоты собственных колебаний пакетов и лопаток;

появления трещин в бандаже и проволочных связях. Появление трещин приводит к тому, что число лопаток в пакете как бы уменьшается и, как следствие, изменяется частота собственных колебаний и увеличивается значение пакетного множителя χ;

отрыва бандажа или скрепляющих проволок. Даже в том случае, когда их куски не приведут к поломкам проточной части, эффект пакетирования исчезнет, частота собственных колебаний изменится и, главное, пакетный множитель возрастет до значения $\chi = 1$.

3) при изменении частоты возмущающей силы, определяемой частотой вращения турбоагрегата. Потребители электроэнергии и соответственно ГОСТ обычно требуют, чтобы частота сети поддерживалась с высокой точностью ($\pm 0{,}1$ Гц), так как при снижении частоты уменьшается производительность оборудования, например станков, а при ее увеличении возникает опасность перегрузки электродвигателей оборудования. На практике, однако, из-за нехватки электроэнергии днем частота сети падает значительно ниже, а ночью из-за ее избытка — существенно растет. При проектировании это обстоятельство учитывается, и *турбинные заводы гарантируют безаварийную работу лопаток турбины в диапазоне частоты сети 49,0—50,5 Гц.* При других частотах вращения, когда имеется реальная возможность резонанса, время работы должно быть ограничено.

Разрушение рабочих лопаток второй группы (высокочастотных) от усталости связано либо с увеличением возмущающих сил выше расчетных, либо со снижением демпфирования. Увеличение возмущающих сил происходит:

при некачественной сборке при монтаже и ремонте, когда половины диафрагм могут быть неплотно пригнаны друг к другу;

при замятии выходных кромок ряда сопловых лопаток при монтаже или ремонте, вследствие которого технологическая неоднородность каналов диафрагмы увеличивается;

при обрыве бандажей и связей, увеличивающего значение пакетного множителя до единицы, и провоцирующего опасные формы колебаний.

16.4. КОРРОЗИОННАЯ УСТАЛОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.4.1. Понятие коррозионной усталости

Коррозионной усталостью называют совместно протекающие и ускоряющие друг друга процессы язвенной коррозии и обычной (механической) усталости, следствием которых является преждевременное усталостное разрушение лопатки.

Таким образом, *главным внешним признаком коррозионной усталости является возникновение и развитие трещины, идущей от язвы.* Однако отсутствие язв при усталостном разрушении еще не означает отсутствие влияния коррозионных эффектов. Это является одной из причин занижения числа повреждений рабочих лопаток от коррозионной усталости. В частности, даже в чистой воде снижаются усталостные характеристики материала, хотя при этом язвы не образуются.

Условно процесс разрушения при коррозионной усталости можно разделить на следующие стадии.

На первой стадии протекают процессы механической усталости и образования язв на поверхности. Образование язв — это, по-видимому, самый характерный признак коррозионной усталости. Заканчивается эта стадия образованием небольшой трещины в одной или нескольких язвах.

На второй стадии происходит развитие трещины до критического размера и быстрое хрупкое разрушение детали.

Хотя процессы язвенной коррозии и механической усталости протекают одновременно и усиливают друг друга, тем не менее, имеет смысл рассматривать их сначала раздельно.

Язвенная коррозия — это электрохимический процесс, для протекания которого необходимо иметь:

1) гальваническую пару, т.е. участки поверхности с разным электрическим потенциалом, которые всегда существуют;

2) электролит, т.е. водный раствор веществ, диссоциирующих на ионы;

3) деполяризатор — вещество, препятствующее накоплению водорода на катоде и прекращающее химическую реакцию.

Протекание язвенной коррозии определяется следующими факторами:

1) материалом и его микроструктурой, определяющими наличие гальванической пары; дополнительная возможность для образования пара создается приложенными напряжениями, которые в микрообъеме всегда неоднородны, и чистотой поверхности;

2) средой, определяемой концентрацией электролитов и подвижностью ионов;

3) наличием деполяризаторов, которым чаще всего выступает кислород.

Следует подчеркнуть одну характерную деталь язвенной коррозии: она развивается во времени.

Остановимся кратко на механизме язвенной коррозии рабочих лопаток.

При погружении лопаток в воду на первом этапе происходит общая коррозия, в результате которой на поверхности возникает слой оксидов, главным образом хрома. Оксид хрома образует на поверхности прочную пленку, не растворяющуюся в воде. Этим обусловливается пассивное состояние поверхности и прекращение процесса окисления. Однако поверхность лопатки в силу физической и электрической неоднородности представляет собой совокупность микроэлементов с различным электрическим потенциалом, иными словами — набор гальванических пар. Поэтому, при наличии сильного (не воды!) электролита и деполяризатора (кислород в щелочной среде или водород — в кислотной) в зонах с наибольшим потенциалом начинает работать гальванический элемент и возникает язва — зона поверхности с разрушенной защитной пленкой, т.е. с поверхностью в активном состоянии, с которой происходит активный переход материала в раствор. *Язвы прежде всего возникают в зонах концентрации напряжений*, где наибольшая физическая неравномерность, способствующая образованию гальванических пар. Кроме того, концентраторы с малым радиусом скругления, особенно расположенные на горизонтальных поверхностях, часто накапливают агрессивные примеси вследствие трудностей их механического удаления или упаривания раствора (тому же способствует недостаточная чистота поверхности).

16.4.2. Разрушение рабочих лопаток от коррозионной усталости

Статистика повреждений лопаток от коррозионной усталости противоречива.

Одно из самых обстоятельных исследований повреждений рабочих лопаток ЦНД и роли в них

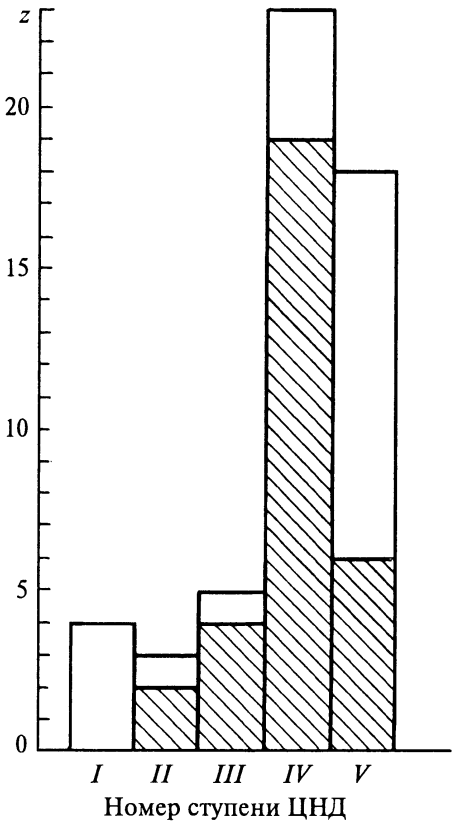


Рис. 16.21. Гистограммы количества разрушившихся лопаток по ступеням ЦНД и доля лопаток, разрушившихся от коррозионной усталости (заштрихованные области)

коррозионной усталости выполнено в США. На 50 турбинах, введенных после 1960 г., произошло 65 аварий: только две из них закончились язвенной коррозией без разрушения, при остальных авариях были разрушения одного или более рядов рабочих лопаток.

Роль коррозионной усталости весьма четко видна из рис. 16.21: основной вклад в разрушение рабочих лопаток ЦНД внесла предпоследняя ступень, работающая в зоне фазового перехода, где концентрация примесей в образующихся агрессивных растворах максимальна (см. п. 16.4.3). В основном разрушения происходили от коррозионной усталости. Для лопаток последней ступени, где статические напряжения выше, образующиеся агрессивные растворы имеют меньшую концентрацию и разрушений меньше. В предпредпоследней ступени, где зона фазового перехода может возникать периодически, малы статические напряжения и разрушения также происходят реже.

Гистограммы на рис. 16.22 иллюстрируют зоны поломок лопаток. Видно, что максимум поломок и рабочих частей, и хвостовиков, и связей приходит-



Рис. 16.22. Гистограммы количества поломок z элементов облопачивания ЦНД

ся на предпоследнюю ступень. Поломки шипов возникают только в предпоследней ступени, а основная доля поломок, приходится на рабочую часть.

Аналогичная статистика разрушения рабочих лопаток получена в Германии. Для иллюстрации на рис. 16.23 приводятся данные за трехлетний период. Основная доля аварий рабочих лопаток приходится на ЦНД: на них падает 62 % аварий, причем 2/3 из них — на зону фазового перехода.

С другой стороны фирма «Дженерал Электрик» не имела серьезных вынужденных простоев из-за коррозионной усталости и коррозионного растрескивания. Объясняет это фирма тем, что с 30-х годов она знает о снижении усталостных свойств материалов в присутствии в среде NaCl и NaOH и принимает при проектировании соответствующие запасы прочности. Всего фирма имеет 19 случаев коррозионной усталости для ступеней, работающих в области фазового перехода. Время появления трещин составляет 3—15 лет. Во всех случаях разрушения отмечается плохое качество пара, которое, по мнению фирмы «Дженерал Электрик», является

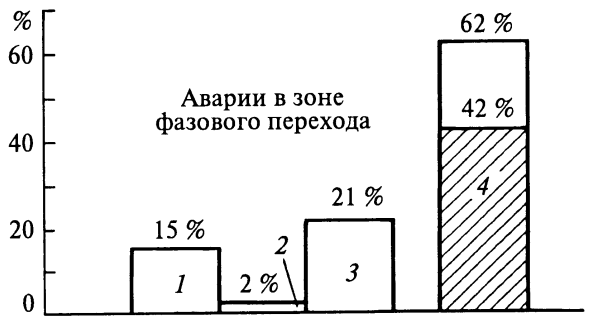


Рис. 16.23. Процент аварий рабочих лопаток в различных цилиндрах турбин по исследованиям в Германии
1 — регулирующие ступени; *2* — ЦВД; *3* — ЦСД; *4* — ЦНД

определяющим в возможности коррозионной усталости. Фирма отмечает, что язвенной коррозии подвергаются практически все ступени ЦНД. На первый взгляд это кажется необъяснимым, так как отсутствие влаги и кислорода в «сухих» ступенях при работе турбины не может привести к коррозии. С другой стороны, во «влажных» ступенях агрессивные растворы сильно разбавлены. Фирма считает, что в основном язвенная коррозия происходит во время стоянки, когда в цилиндр проникает влага и кислород и образуются агрессивные растворы.

Существует точка зрения, что там, где имеется химический контроль, независимо от способа обработки питательной воды, проблем язвенной коррозии не существует, так как после определенной наработки рабочие лопатки покрываются плотно прилегающей тонкой пленкой оксидов, защищающих металл от агрессивной среды. При этом, однако, подчеркивается, что особое внимание уделяется конструкционному демпфированию с помощью бандажей и связей, снижающему вибрационные напряжения. В то же время, как уже отмечалось выше, другие фирмы часто объясняют малое число повреждений именно отсутствием бандажей, шипов, проволок, на которые приходится 46 % разрушений.

16.4.3. Основные особенности коррозионной усталости материалов

Главной особенностью коррозионной усталости лопаток является образование в процессе усталости язв и появление в них трещин усталости. Другим важным признаком коррозионной усталости представляется возможность разрушения при весьма малых амплитудах напряжений или, иными словами, *отсутствие предела усталости даже при весьма*

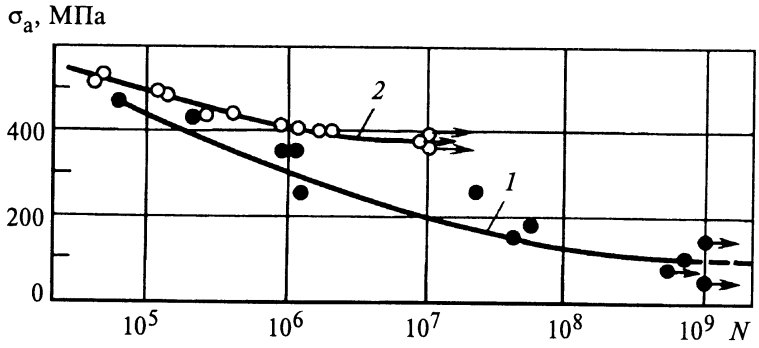


Рис. 16.24. Кривые усталости лопаточной стали при симметричном цикле в 0,03 %-ном растворе NaCl (кривая *1*) и на воздухе (кривая *2*)

больших базах по числу циклов. На рис. 16.24 показаны кривые усталости для лопаточной стали на воздухе и в 0,03 %-ном растворе NaCl. Хорошо видно, что на воздухе предел усталости обнаруживается уже при $2 \cdot 10^6$ циклах и составляет 380 МПа. В среде NaCl он является сомнительным даже при 10^9 циклов при амплитуде напряжений σ_a = 100 МПа. Поэтому при усталостных разрушениях рабочих лопаток при малых напряжениях всегда надо искать в качестве одной из причин возможность существования агрессивной среды.

Рассмотрим основные факторы, определяющие возможность коррозионной усталости.

16.4.3.1. Агрессивность среды. С увеличением концентрации NaCl сопротивление материала усталости падает. Это хорошо видно из рис. 16.25, относящемуся к испытаниям с одинаковой амплитудой напряжений 340 МПа. Можно также отметить, что с увеличением концентрации агрессивных веществ наблюдается определенное «насыщение» уменьшения долговечности, и поэтому концентрация NaCl, превышающая 5 %, по-видимому, уже слабо влияет на долговечность.

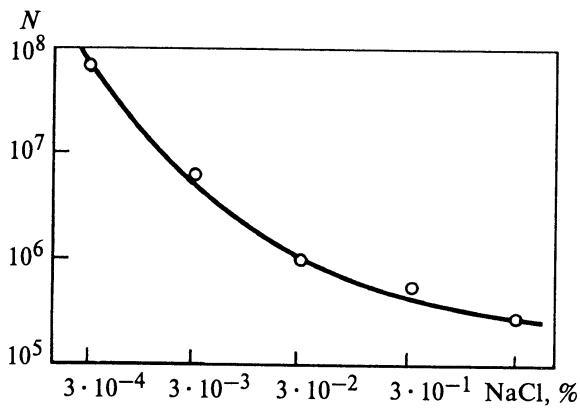


Рис. 16.25. Влияние концентрации NaCl на усталостную долговечность при постоянной амплитуде напряжений

Снижение усталостных свойств происходит не только в водных растворах, но и в паровой среде. Даже в чистом паре при напряжениях, меньших предела усталости, долговечность меньше, чем на воздухе, хотя сам предел усталости остается неизменным. В паре с 3 % NaCl также происходит снижение долговечности, однако в меньшей степени, чем в водных растворах.

Большое влияние на усталостную долговечность оказывает совокупное влияние характера среды и содержания свободного кислорода. При переходе от щелочной среды к кислой даже в чистой воде амплитуда разрушающих напряжений уменьшается в 4—5 раз. Укрупненное итоговое влияние всех этих параметров для лопаточных сталей иллюстрируется рис. 16.26. Даже в чистой воде сопротивление усталости уменьшается, причем в тем большей степени, чем больше база испытаний. С увеличением содержания кислорода, ионов хлора и кислотно-

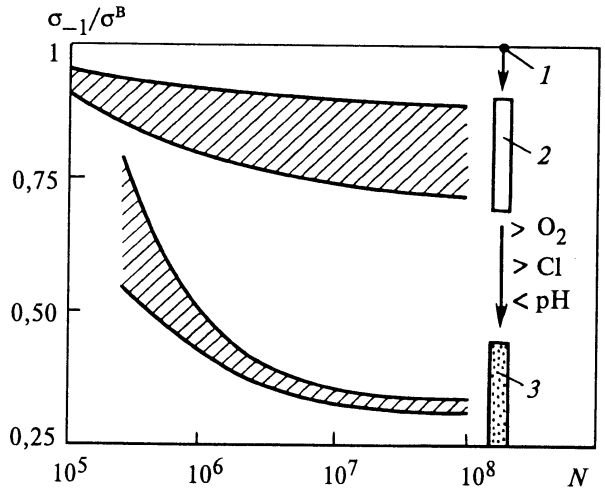


Рис. 16.26. Относительное уменьшение предела усталости для различных агрессивных сред

1 — испытания на воздухе; *2* — полоса разброса для различных материалов для испытаний в чистой нейтральной воде; *3* — то же для растворов NaCl

сти среды сопротивление усталости падает. В растворах, содержащих значительный процент агрессивных примесей, предел усталости может уменьшаться в 3—3,5 раза по сравнению с пределом усталости на воздухе.

16.4.3.2. Условия нагружения материала. На сопротивление коррозионной усталости влияют амплитуда напряжения, среднее напряжение цикла, концентрация напряжений и чистота поверхности.

С ростом амплитуды вибрационных напряжений долговечность, естественно, уменьшается. Основное отличие от обычной усталости состоит лишь в том, что повреждающими оказываются и очень малые амплитуды напряжений, что выражается в отсутствии предела усталости.

Влияние среднего напряжения оказывается относительно более существенным, чем при механической усталости: кривая предельных амплитуд сдвигается в сторону меньших напряжений. Среднее напряжение играет очень большую роль и при получении характеристик материала в агрессивных средах: кривые усталости следует получать экспериментально, а не использовать для этой цели упрощенные расчетные методы.

Влияние концентрации напряжений на воздухе и в агрессивной среде проявляется по-разному. На воздухе оно оказывается весьма сильным и монотонно зависит от коэффициента концентрации. В агрессивной среде, во-первых, исчезает физический предел усталости и, во-вторых, появляются другие факторы, отодвигающие факт концентрации напряжений на второй план. Таким фактором являются язвы, которые образуются в первую очередь в зонах концентрации напряжений. Глубина типичных язв составляет 10—20 мкм. По существу язва — это глубокий «колодец», концентрация солей внутри которого может быть существенно выше, чем средняя. Поэтому даже при концентрации NaCl всего в $3 \cdot 10^{-4}$ % заметно снижение предела усталости. По некоторым исследованиям язвы сохраняют такой размер независимо от концентрации NaCl, приложенных напряжений и коэффициента концентрации. Именно этим можно объяснить слабое влияние коэффициента концентрации на усталостную долговечность: определяющим является образование язв в концентраторе, а не влияние его самого.

Прямое влияние язв на итоговое сопротивление усталости показано на рис. 16.27: даже на воздухе для образцов с язвами оно оказывается в 2,5—2,7 раза меньше.

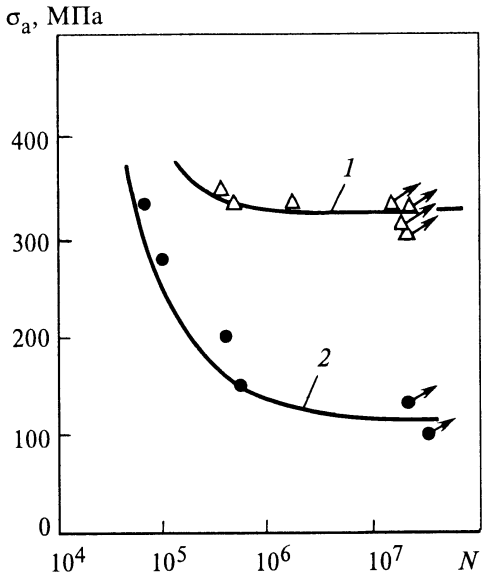


Рис. 16.27. Кривые усталости для образцов без коррозионных язв (кривая *1*) и с язвами (кривая *2*)

16.4.3.3. Основные закономерности образования язв. Остановимся на некоторых основных результатах исследований язвенной коррозии применительно к лопаточным материалам и условиям в паровых турбинах.

Для исследования факторов, влияющих на образование язв, выполнены специальные опыты. На пластину из лопаточной стали наносился слой искусственных «отложений» толщиной 0,3 мм. Их состав был близок к составу реальных отложений: более 80 % Fe_3O_4, в пределах 10 % SiO_2. На покрытие прикреплялась фильтровальная бумага, весь этот «слоеный пирог» зажимался, и конец пластины вместе с фильтровальной бумагой опускался в воду. Вода поднималась вверх по бумаге, смачивала слой искусственных отложений и тем самым имитировалось увлажнение слоя отложений в турбинах. Выдержка при испытаниях составляла 10 сут, а иногда — 30 сут.

Опыты показали, что размер образующихся язв прежде всего зависит от характера среды: чем выше ее кислотность, тем больше диаметр образующихся язв. Роль образующихся язв весьма значительна. Во-первых, язвы — это очаги разрушения пассивирующей пленки, в которые облегчается доступ к свежему металлу агрессивных веществ, что ускоряет процессы коррозии. Во-вторых, язвенные колодцы — это концентраторы агрессивных веществ. При попадании в них влаги образующиеся водные растворы не могут смываться потоком пара, что определяет их значительное влияние. В-третьих, язвы — это интенсивные концентраторы напряжения, ускоряющие процессы усталостного разрушения материала.

16.4.3.4. Рост трещин при коррозионной усталости. Совместное протекание процессов усталости и коррозии, в конце концов, приводит к появлению в язвах микротрещин. По наблюдениям поверхности испытанных образцов, первые самые малые микротрещины образуются у язв диаметром даже 1 мкм (по другим наблюдениям — до 3 мкм), которые, в свою очередь, возникают даже при концентрации NaCl $3 \cdot 10^{-4}$ %. Такие микротрещины можно наблюдать на поверхности неразрушенных образцов после 10^9 циклов приложения нагрузки.

На рис. 16.28 показано сравнение скорости развития трещин в зависимости от размаха коэффициента интенсивности [область справедливости формулы (16.16)] и коэффициента асимметрии в двух средах: в вакууме и 22 %-ном растворе NaCl. Качественно характер зависимостей одинаков, однако имеется и ряд особенностей развития трещин в коррозионной среде.

Во-первых, скорость развития трещин в ней существенно выше. Она увеличивается с уменьшением размаха ΔK; при малых ΔK разница в скоростях развития трещины в вакууме и в агрессивной среде может достигать 2—3 порядков.

Во-вторых, если в области справедливости зависимости (16.16) в воздухе асимметрия нагружения практически не сказывается, то в агрессивной среде, особенно при малых ΔK, влияние асимметрии становится очень существенным.

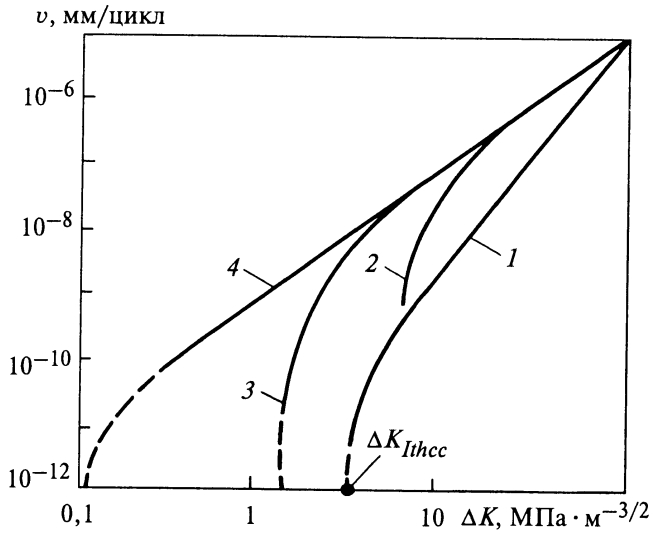


Рис. 16.28. Зависимости скорости роста усталостных трещин от размаха коэффициента интенсивности для различных сред и условий нагружения

1 — испытания в вакууме; *2* — испытания в аэрированной воде при температуре 85 °С в 22 %-ном растворе NaCl при коэффициенте асимметрии нагружения R = 0,05; *3* — то же для R = 0,5; *4* — то же для R = 0,9

В-третьих, как и при усталости на воздухе, обнаруживается порог развития трещины коррозионной усталости ΔK_{Ithcc}, значение которого зависит от асимметрии цикла и агрессивности среды.

16.4.4. Источники агрессивных веществ и механизмы их концентрирования в ЦНД

Агрессивность среды, точнее водных растворов агрессивных компонентов зависит от ряда факторов, главными из которых являются:

природа агрессивной примеси;

ее концентрация;

кислотность (или щелочность) среды;

содержание кислорода;

температура.

Наиболее обстоятельный анализ состава примесей, содержащихся в паре, выполнен фирмой «Вестингауз», проанализировавший 812 проб отложений от 104 турбин, питающихся от различных котлов. Установлено, что в состав отложений входит 154 соединения: оксиды, силикаты, сульфаты, фосфаты, карбонаты, хлориды, кислоты и т.д. Фирма считает, что при оценке возможности коррозионной усталости из них необходимо учитывать, по крайней мере, 50. Наиболее важными являются: NaCl, NaOH, Na_2SO_4, Na_3PO_4, Na_2SiO_3 и др.

Правильная оценка агрессивности этих компонент важна по двум причинам. Во-первых, их знание позволит принять меры для исключения их попадания в турбину. Во-вторых, можно назначить среду для изучения сопротивления коррозионной усталости материала в ней.

Можно считать доказанным, что одной из самых агрессивных примесей являются хлориды, однако не исключается, что более агрессивной может оказаться и смесь солей. Этот вопрос сегодня остается открытым; подвергается сомнению даже сама постановка задачи о выборе универсальной среды для испытаний, во-первых, потому, что условия работы разных ступеней ЦНД различны, во-вторых, потому, что для разных материалов и разных условий нагружения влияние среды может быть прямо противоположным.

Источники примесей, циркулирующих или выпадающих в паровой турбине, можно разделить на две категории: внутренние и внешние.

Внутренним источником являются металлические поверхности конденсатно-питательного тракта (трубная система подогревателей и трубопроводы), окисление которых вследствие наличия кислорода, неизбежно проникающего в тракт, приводит к появлению оксидов железа (Fe_2O_3) и меди (CuO). Растворимость CuO, достаточно высокая в перегретом паре, резко уменьшается с уменьшением давления. Поэтому CuO выпадает в основном в ЦВД. Гепатит Fe_2O_3 выпадает по всей проточной части турбины, и, в основном, в ЦНД. И CuO, и Fe_2O_3 не являются сами по себе агрессивными веществами, вызывающими язвенную коррозию.

Основным способом поддержания слабой непрерывной окисляемости конденсатно-питательного тракта является создание и поддержание на поверхности пассивирующей защитной пленки магнетита Fe_3O_4. Для этого необходимо выдерживать в жестких пределах водный режим. В настоящее время применяют два режима: гидразинно-аммиачный и нейтрально-кислородный.

Гидразинно-аммиачный режим обеспечивает щелочной режим вследствие подачи гидразина и аммиака, которые, взаимодействуя с водой, обеспечивают избыток ионов OH^-. При этом происходит связывание свободного кислорода. ПТЭ требует для нормальной работы pH на уровне $9{,}1 \pm 0{,}1$. Однако для создания надежной пассивирующей пленки требуется pH 9,5—9,8. В принципе его можно создать, однако при наличии в тракте латуни, особенно в низкотемпературной части (конденсатор, ПНД), возникает аммиачная коррозия медных сплавов и занос ЦВД оксидами меди. Значение pH $9{,}1 \pm 0{,}1$ — это компромисс между окислением железа и меди. Этот режим с высокими pH может успешно применяться при использовании в теплообменниках и конденсаторе титановых или нержавеющих трубок.

При использовании нейтрально-кислородного режима с подачей газообразного кислорода в количестве примерно 200 мкг/кг на поверхности также образуется прочная защитная пленка, однако аммиачной коррозии при этом не происходит. Однако этот режим требует очень высокого качества воды, исключающей образование электролитов, т.е. растворов солей. Это делает возможным его применение только при наличии конденсатоочистки, которая всегда устанавливается на энергоблоках СКД.

Главным внешним источником нечистот являются присосы сырой воды в конденсаторе. Именно конденсатор является источником в цикле всех тех соединений, о которых говорилось выше. Главными из них являются оксид кремния SiO_2 и Na_2SiO_3, а кроме них NaCl и Na_2SO_4, вызывающие язвенную коррозию рабочих лопаток.

В теплофикационных ПТУ с возвратом конденсата греющего пара сетевых подогревателей в цикл серьезным источником являются присосы загрязненной сетевой воды.

В общем случае составы пара, поступающего к турбине, и конденсата отличаются в зависимости от типа котла и принятой системы очистки конденсата.

При прямоточном котле качество питательной воды однозначно определяет качество пара. Именно поэтому энергоблок с прямоточным котлом оборудуют конденсатоочисткой — блочной обессоливающей установкой (БОУ), которая должна задерживать все образующиеся и поступающие в конденсат оксиды и соли и выводить их из цикла. Конденсатоочистка почти полностью удаляет нечистоты, поэтому на современных ТЭС должна быть 100 %-ная конденсатоочистка. Однако решить полностью проблему коррозии при введении конденсатоочистки нельзя, поскольку при некоторых режимах, в частности, при пусках и остановках пар имеет худшее качество.

На другом принципе построена очистка пара в барабанном котле. В таком котле переход примесей из кипящей воды в пар происходит в соответствии с их коэффициентами распределения. Коэффициент распределения — это отношение количества примесей, растворяемых в паре и воде. Поскольку для NaCl его значения находятся на уровне 10^{-4}, то в пар переходит лишь незначительная часть NaCl, если бы не было капельного уноса и попадания примесей на участке от котла до турбины. Поскольку в каплях концентрация NaCl велика, то даже небольшой капельный унос приводит к существенному заражению солями пара.

Дополнительный ввод агрессивных примесей происходит с впрыском воды в паропровод свежего пара при регулировании его температуры, если для этого используется питательная вода, а не конденсат, полученный в испарителе и специальном конденсаторе.

Дополнительными внешними источниками примесей являются присосы воздуха, химводоочистка, водоприготовительная установка, остатки химикатов, используемых для обработки воды и химической отмывки котлов.

Требования к качеству пара сформулированы в правилах технической эксплуатации, однако, к

Таблица 16.1

Требования норм и реальное качество пара на электростанциях США

Показатель	Максимальная концентрация, мкг/кг					
	pH	O_2	Na^+	Cl^-	SiO_2	Fe
Среднее значение по нормам различных фирм для различных котлов для пара ЦНД	8,55—9,26	11,6	6,5	1,5	17,4	17,4
Значения, замеренные на 42 турбинах:						
среднее	8,7	12,1	6,2	4,4	12	—
максимальное	9,6	20	58	42	20	—
минимальное	6,3	< 5	< 1	< 1	< 10	—

сожалению, они часто не выполняются персоналом электростанций (табл. 16.1). Видно, что, хлоридов гораздо больше (в 3 раза), но еще хуже то, что диапазон их содержания может быть на порядок больше. Вместе с тем, очевидно, что абсолютное содержание агрессивных примесей в паре ничтожно и, естественно, возникает вопрос: может ли оно приводить к ощутимому снижению сопротивления коррозионной усталости?

Прямые опыты фирмы «Вестингауз» в воде с количеством примесей, в 100 раз превышающим нормальные (NaCl — 2000 мкг/кг; SiO_2 — 5000 мкг/кг; Na_2SO_4 — 2000 мкг/кг; NaOH — 2000 мкг/кг), показали очень слабое снижение пределов усталости по сравнению с испытаниями в деионизированной воде. Слабое влияние примесей в стандартном количестве на предел усталости и одновременно многочисленные случаи разрушений свидетельствует о том, что в турбинах действуют механизмы концентрирования, главными из которых являются:

отложения;

испарения и подсушка растворов;

появление концентрированной жидкой фазы при переходе через линию насыщения.

Ряд исследователей считают отложения *основным источником* образования концентрированных растворов, приводящих к коррозионной усталости.

Процесс образования отложений при фиксированных условиях работы — это динамическое равновесие трех процессов: выпадения отложений из расширяющегося пара, их осаждения на поверхности и эрозии образующихся отложений. При пусках и остановках отложения могут смываться влагой. При этом соли могут снова растворяться в паре и уноситься им.

Выпадение отложений происходит вследствие уменьшения растворимости примесей в паре с падением давления. Вместе с тем этот механизм образования отложений не очень ясен, так как скорость расширения пара велика и время пребывания его во всей турбине составляет всего примерно 0,2 с.

Надо также иметь в виду, что даже равновесная растворимость зависит от присутствия других веществ, например, в присутствии NH_4 равновесная растворимость NaCl увеличивается. Поэтому необходимо изучение химических и поверхностных эффектов для типичных смесей компонент, имеющих место в ЦНД. В первом приближении, по-видимому, можно считать, что твердые отложения на рабочих лопатках возникают вследствие уменьшения растворимости ряда веществ при уменьшении давления вследствие расширения пара.

Для коррозионной усталости в первую очередь имеет значение образование растворов хлористого натрия NaCl. Термодинамический анализ процесса расширения раствора NaCl показывает, что практически во всей турбине NaCl находится в паре в твердом состоянии и потому не опасен, но *в области фазового перехода несколько выше линии насыщения в очень узкой зоне образуются жидкие растворы NaCl* (для турбин ТЭС при давлении меньшем 0,1 МПа). Это было обнаружено прямыми измерениями проводимости конденсата на различных турбинах.

Образующиеся твердые отложения в основном состоят из кремниевой кислоты и оксидов железа, которые сами по себе не вызывают язвенной коррозии и соответственно коррозионной усталости. Однако для них характерна пористая поверхность, которая работает как губка, впитывая в себя и удерживая концентрированные растворы агрессивных солей. Агрессивность накопленных солей проявляется всякий раз при смачивании и испарении (за счет концентрации). При этом увеличивается и концентрация агрессивных веществ.

Отложения на поверхности лопаток осаждаются неравномерно. Интенсивность образования язв тем выше, чем больше отложений. Сам их характер также может быть различным: в частности, они могут быть «кислыми» (с малыми значениями pH), что увеличивает их коррозионные воздействия.

Вместе с тем установлено, что при концентрации хлоридов в отложениях менее 0,2—0,5 % кор-

розии не возникает. Из почти 100 осмотренных турбин такую концентрацию имели около 61 %.

Вторым основным механизмом концентрирования агрессивных растворов в турбинах считаются их испарение и подсушка. Этот механизм работает в области влажного пара в тех зонах, где температура металла становится периодически выше температуры пара. На таких поверхностях влага испаряется, а нелетучие примеси остаются.

Третий механизм — образование жидкой фазы. Специальные опыты с использованием датчиков проводимости, устанавливаемых сразу же за рабочими лопатками, показали наличие пиков электропроводимости, что свидетельствует о существовании этого механизма.

Кроме содержания агрессивных примесей, важное значение имеет характер среды (кислотная или щелочная) и содержание кислорода. Чем более кислой является среда (меньшее значение pH) и чем больше содержание кислорода в ней, тем она агрессивнее.

16.4.5. Меры предупреждения коррозионной усталости рабочих лопаток

Коррозионная усталость возникает тогда, когда имеется агрессивная среда, высокие общие или местные напряжения и материал, слабо сопротивляющийся язвенной коррозии. Отсюда исследуют главные меры борьбы.

1) обеспечение высокого качества пара на входе в турбину и его поддержание в процессе расширения в турбине. При этом под «качеством пара» следует понимать не только малые содержания агрессивных примесей, но и достаточно высокое значение pH и малое содержание O_2 и на входе в турбину, и в самом ЦНД;

2) обеспечение низких напряжений в лопатках путем их рационального конструирования и выполнения;

3) выбор материала, обеспечивающего высокое сопротивление язвенной коррозии и одновременно удовлетворяющего основным необходимым требованиям.

Относительно «генерального направления» решения проблемы коррозионной усталости точки зрения противоречивы.

Конструкторы, создающие турбины, хорошо представляющие себе трудности создания надежной конструкции и необходимость ее длительной эксплуатационной проверки, но все-таки не достаточно глубоко представляющие трудности реальной эксплуатации, трудности измерения малых концентраций веществ и другие факторы, как правило, считают, что главной мерой борьбы с коррозионной усталостью должно быть высокое количество пара.

Эксплуатационный персонал, наоборот, считает, что трудности поддержания высокого качества пара, которое обеспечивается работой всего оборудования ТЭЦ столь велики, что выполнить это условие во всех режимах эксплуатации практически невозможно. Поэтому турбина и ее лопаточный аппарат должны быть спроектированы так и выполнены из такого материала, чтобы турбина не имела коррозионных повреждений. При этом пользователи, в большинстве своем имеют недостаточное представление о том комплексе свойств, которым должны обладать рабочие лопатки и все трудности их создания.

Наконец, позиция металлургов состоит в большинстве случаев в том, что трудно создать материал длительно и надежно работающий в реальных условиях и что можно найти и другие способы повышения сопротивления материала коррозии (например, поверхностный наклеп или защитные покрытия), однако для этого требуются многие годы. При всей противоречивости взглядов считается, что борьбу с коррозионной усталостью следует вести по всем направлениям. Что же касается практического применения тех или иных мер, то они определяются экономическими соображениями. Например, одной из мер борьбы с присосами в конденсаторе является применение титановых трубок, привариваемых к трубным доскам. Однако, одна из проблем, которая возникает при этом, состоит в малом модуле упругости титана и, следовательно, в большом количестве промежуточных перегородок. Это затрудняет смену трубок и, главное, удлиняет ее, что приводит к экономическим потерям.

Аналогичная ситуация с использованием рабочих лопаток из титана для зоны фазового перехода. Обладая высокими механическими свойствами, титановые сплавы в 5—8 раз дороже стали, что при сравнительно редкой повреждаемости рабочих лопаток от коррозионной усталости делает их использование дискуссионным.

Остановимся на некоторых мерах борьбы с коррозионной усталостью.

16.4.5.1. Обеспечение высокого качества пара. Существующие нормы качества пара вполне удовлетворяют требованиям практики. Поэтому, задача состоит в том, чтобы обеспечить их в условиях эксплуатации.

Основным параметром, определяющим чистоту пара, является его проводимость. Поэтому на электростанциях необходим непрерывный контроль проводимости свежего пара и турбинного конденсата. Его изменение позволяет установить появление неплотности в конденсаторе и принять соответствующие меры (локализация утечек, заглушение трубок, удаление загрязненного конденсата из цикла).

16.4.5.2. Оптимизация конструкции рабочих лопаток. Сопротивление коррозионной усталости рабочих лопаток, прежде всего, зависит от их нагруженности постоянными и переменными усилиями. Важным фактором является также частота пусков, при которых лопатки одновременно проходят через резонансные зоны и через линию фазового перехода с подсушкой и соответственно концентрированием агрессивных примесей. Главной мерой борьбы в таких условиях является исключение резонанса, достигаемое мерами, рассмотренными выше.

Альтернативной мерой может быть изменение конструкции самих лопаток. Для рабочих лопаток, работающих в зоне фазового перехода, используют два принципиально разных вида облопачивания.

Первый, наиболее распространенный — рабочие лопатки со связями, как правило, в виде накладного или цельнофрезерованного бандажа и демпферных проволок. Главное их достоинство — хорошее демпфирование в условиях резонанса, возникающего вследствие изменения частоты сети или при проходных резонансах.

Другая конструкция — свободно стоящие рабочие лопатки без каких-либо связей. Такие лопатки используют некоторые зарубежные фирмы. Они удовлетворяют всем критериям надежности рабочих лопаток со связями; их стали применять очень широко, в том числе и для замены выполненных лопаток со связями. Преимуществом таких лопаток является бóльший КПД из-за отсутствия проволок.

Считается, что свободно стоящие лопатки имеют повышенное демпфирование за счет трения в хвостовом соединении, однако следует помнить, что повышенное трение в зонах высоких напряжений могут привести к фреттинг-коррозии. В частности, проблема фреттинг-коррозии играет особую роль для хвостовиков титановых лопаток. Выгоднее иметь трение в зонах малых напряжений (в месте контакта полок цельнофрезерованного бандажа или связи).

Хотя демпфирование и играет большую роль, следует иметь в виду, что и рабочие лопатки, имеющие высокое демпфирование и цельнофрезерованный бандаж, и свободно стоящие лопатки, практически не имеющие демпфирования, одинаково совершенны. Поэтому, говоря о бóльшей или меньшей склонности этих видов лопаток к коррозионной усталости, следует выяснить, какой из них в большей степени способствует образованию язв. Представляется, что рабочие лопатки со связями способствуют появлению бóльших отложений в «затененных» местах (в отверстиях под проволоку, под бандажами), что в целом способствует язвенной коррозии и, следовательно, коррозионной усталости.

16.4.5.3. Выбор материала. В качестве основного материала для рабочих лопаток используется сталь, содержащая 12 % хрома и небольшое количество легирующих добавок. Для рабочих лопаток последних ступеней иногда применяют титановые сплавы. Для лопаток зон фазового перехода используют исключительно хромистые стали.

Хромистые стали имеют многочисленные достоинства, сочетающие высокие прочность и вязкость разрушения, и, главное, высокое демпфирование. Однако в коррозионной среде ее сопротивление усталости резко падает, в первую очередь из-за образования язв, появления и быстрого развития трещин. Поэтому давно ведутся поиски таких новых материалов, которые бы не подвергались язвенной коррозии.

Несмотря на весьма широкий фронт исследования различных материалов, потенциально пригодных для рабочих лопаток, общий вывод практически всех исследователей состоит в том, что использовать новые материалы вместо 12 %-ной хромистой стали следует только в тех случаях, когда нельзя получить достаточно высокого качества пара. Ряд фирм, вообще считает, что их опыт не указывает на необходимость изменения материала для рабочих лопаток, работающих в области влажного пара. Однако одновременно другие фирмы, не настаивая на необходимости немедленного изменения материала лопаток, считают, что кардинальное решение проблемы коррозионной усталости будет получено при подборе материала, обладающего, кроме обычно требуемых качеств, еще и высоким сопротивлением коррозионной усталости.

16.4.5.4. Поверхностный наклеп. Известно, что поверхностный наклеп является мощным средством повышения усталостной прочности деталей, особенно в условиях низких температур, где этот на-

клеп сохраняется. Однако при коррозионной усталости он не оправдывается. Связано это прежде всего с тем, что при прохождении язвы под упрочненный слой в зону растягивающих остаточных напряжений сопротивление коррозионной усталости резко снижается. К этому надо добавить, что эрозия также может смыть упрочненный слой.

16.5. КАПЕЛЬНАЯ ЭРОЗИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.5.1. Явление капельной эрозии и ее последствия для рабочих лопаток

Капельной эрозией называется износ поверхности рабочих лопаток под действием капель жидкости, натекающих на поверхность с большой скоростью.

Характерный пример эрозии рабочих лопаток приведен на рис. 16.29. Наиболее интенсивной эрозии подвергаются входные кромки периферийных зон лопаток. При длительной работе турбины она может привести к износу периферийных зон на половину хорды лопатки и более. Эрозия входных кромок характерна для рабочих лопаток всех ступеней, работающих влажным паром, однако наиболее значительно изнашиваются рабочие лопатки последних ступеней. В табл. 16.2 приведены осредненные данные по эрозионному износу рабочих лопаток последних ступеней на шести-семи турбинах разного типа за 6—8 лет эксплуатации. Видно, что даже после этого небольшого срока эксплуатации износ составляет десятки миллиметров, и на периферии он может достигать 30 % от хорды профиля.

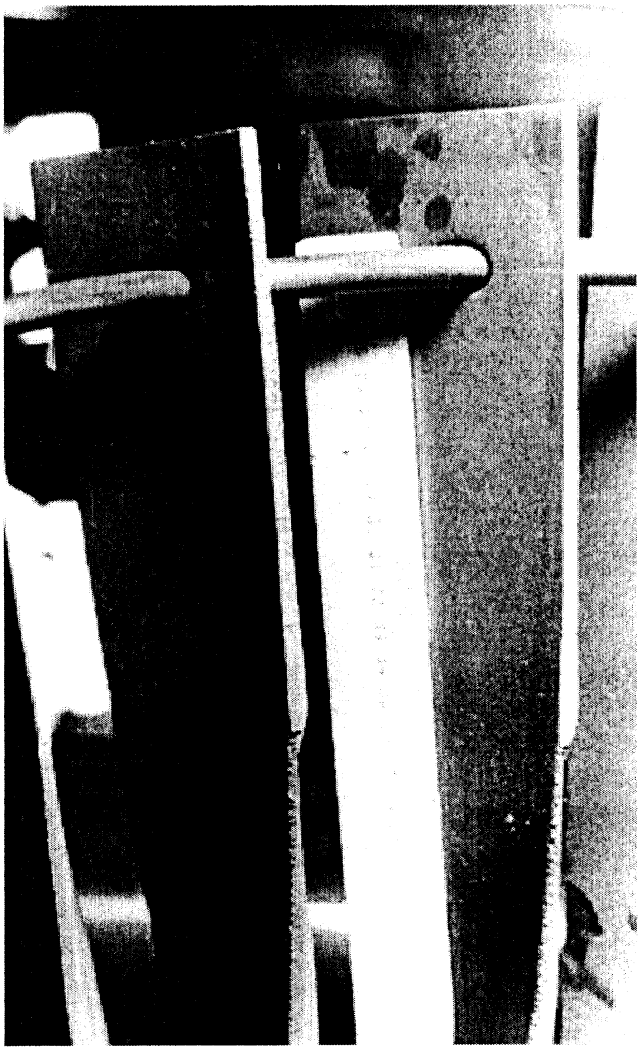


Рис. 16.29. Эрозия входных кромок рабочих лопаток ниже стеллитовых пластинок

Таблица 16.2

Обобщенные данные по эрозионному износу рабочих лопаток после 6—8 лет эксплуатации

Мощность турбины, МВт	Длина изношенной части лопатки $l_{эр}$, отсчитываемая от периферийного сечения, мм	Уменьшение хорды лопатки на периферии, мм	Уменьшение хорды лопатки в сечении $z = l_{эр}/2$, мм
До 100	250—350	до 20	10—12
До 150	200	14—16	8—10
До 300	350	18—24	12—14

На рис. 16.30 показана эрозия выходных кромок лопаток. Она характерна только для рабочих лопаток последних ступеней.

Характер эродированной поверхности после достаточно продолжительного времени во всех случаях одинаков и показан на рис. 16.30. Четко видно, что она сформирована под действием хаотического отрыва частиц металла от поверхности, в результате чего образуется «горная» структура с многочисленными острыми выступами («хребтами») и впадинами («долинами»), имеющими, однако, определенную направленность (примерно вдоль линий тока капель).

Последствия капельной эрозии весьма значительны.

Главным следствием эрозии является снижение надежности рабочих лопаток, происходящее вследствие:

1) повышения напряжений изгиба и растяжения из-за уменьшения площади сечения рабочей лопатки. С этой точки зрения особенно опасной является эрозия выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней, происходящая в корневой зоне, где напряжения близки к предельным. Износ периферийной части лопатки приводит к уменьшению напряжений в корневых сечениях, однако увеличива-

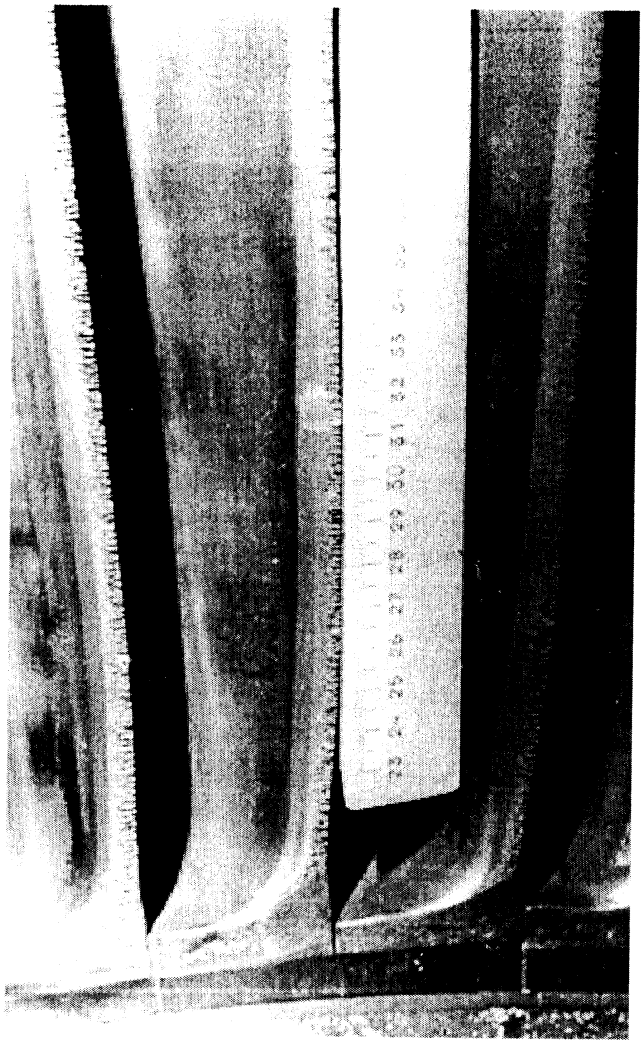


Рис. 16.30. Эрозия выходных кромок рабочих лопаток последней ступени

ет напряжения в бандажах и связях, что может привести к их отрыву;

2) уменьшения усталостной прочности из-за ухудшения качества поверхности и увеличения концентрации напряжений. Особенно неприятно то, что она возникает, во-первых, в кромках лопаток, т.е. в тех зонах, где напряжения изгиба максимальны, и, во-вторых, что сами концентраторы («долины») расположены примерно перпендикулярно оси рабочей лопатки, что способствует появлению в них трещин. К счастью, как не покажется это странным на первый взгляд, близкое расположение «долин» приводит к уменьшению эффекта концентрации по сравнению со случаем одиночного надреза или царапины;

3) изменения собственных частот пакетов рабочих лопаток, уменьшения конструкционного демпфирования в связях и эффекта пакетирования. Результатом этого могут явиться резонансные колебания с высоким уровнем напряжения;

4) снижения сопротивления коррозии вследствие откалывания вместе с частицами металла защитной пленки из оксида хрома и создания условий для проявления коррозионной усталости.

Таблица 16.3

Влияние эрозии на снижение КПД турбины и убыток от снижения

Год эксплуатации	Снижение КПД турбины, %	Ориентировочный убыток, отн. ед.
2	0,5	1
3	1,0	3
4	1,7	6
5	3,2	12
6	5	24

Дополнительным последствием капельной эрозии является снижение экономичности ступени с эродированными рабочими лопатками, происходящее вследствие роста профильных потерь в рабочей решетке из-за увеличения шероховатости, утечки через периферийный зазор и по другим причинам. Особенно сильно на снижение экономичности турбины сказывается эрозионный износ лопаток последней ступени, доля выработки мощности которой в общем балансе мощности турбины максимальна. В табл. 16.3 приведены оценки влияния эрозии на снижение экономичности, выполненные в предположении линейной зависимости износа от времени.

Видно, что ущерб удваивается практически с каждым годом, что требует замены облопачивания после каждых 4—5 лет эксплуатации.

Механизм капельной эрозии нельзя считать полностью выясненным. По существующим сегодня представлениям «виновником» эрозии являются удары капель о поверхность металла, при которых в течение короткого времени (порядка 0,001 мкс) возникает импульс давления, которое в первом приближении можно оценить по формуле

$$\Delta p = \rho_к a_* w_к,$$

где $\rho_к$ — плотность жидкости в капле; a_* — скорость распространения звука в жидкости; $w_к$ — скорость соударения.

Если принять $\rho_к = 1000$ кг/м^3, $a_* = 1400$ м/с, $w_к = 300$ м/с, то $\Delta p = 420$ МПа. При таких местных циклических воздействиях в материале возникают волны напряжений, распространяющиеся и взаимодействующие между собой, отражающиеся от гра-

ниц профиля и т.д. В результате на поверхности возникают трещины усталости, являющиеся началом эрозионного разрушения.

Капельная эрозия — это процесс, протекающий во времени. Если некоторую поверхность тщательно отшлифовать и отполировать, а затем подвергнуть бомбардировке одинаковыми каплями диаметра $d_к$, имеющими скорость $w_к$, то характер поверхности будет непрерывно изменяться. Длительное время никаких изменений замечаться не будет, а затем на поверхности появятся следы наклепа (поверхностного упрочнения): поверхность приобретет как бы пятнистую структуру, похожую на ту, которая возникает на металлической поверхности под многочисленными сравнительно несильными ударами молотка. Затем на поверхности начнут появляться многочисленные трещины увеличивающегося размера и отрыв частиц металла. По современным представлениям этому во многом будет способствовать растекание капли с большой скоростью, после ее удара о поверхность и прилипания. Со временем поверхность приобретает стабильную «горную» структуру.

Эрозия материала обычно измеряется массой металла m, унесенного с единицы поверхности за время τ. В качестве аргумента могут использоваться и другие величины, пропорциональные времени: количество капель жидкости, вступившей в соударение с поверхностью ко времени τ и т.д. Если эрозия протекает при неизменных внешних условиях (диаметр капель $d_к$ и скорость соударения $w_к$ с поверхностью постоянны, постоянен угол встречи с поверхностью, плотность жидкости и т.д.), то можно получить кривую эрозии, показанную на рис. 16.31.

Кривая эрозии обычно имеет три выраженных зоны, характеризующие различные стадии процесса эрозии. На стадии *I*, называемой инкубационным периодом, происходит наклеп материала, появление первых трещин усталости и их рост до некоторого критического размера, при котором растекающиеся капли выкрашивают кусочки поверхности. На стадии *I* уноса материала практически не происходит, и скорость эрозии равна нулю. Затем процесс быстро переходит в стадию *II*, когда скорость эрозии максимальна (или быстро увеличивается, проходит через максимум и затем быстро уменьшается). На стадии *II* происходит формирование устойчивой «горной» структуры. С ее возникновением скорость эрозии уменьшается и выходит на постоянное значение (стадия *III*): поверхность

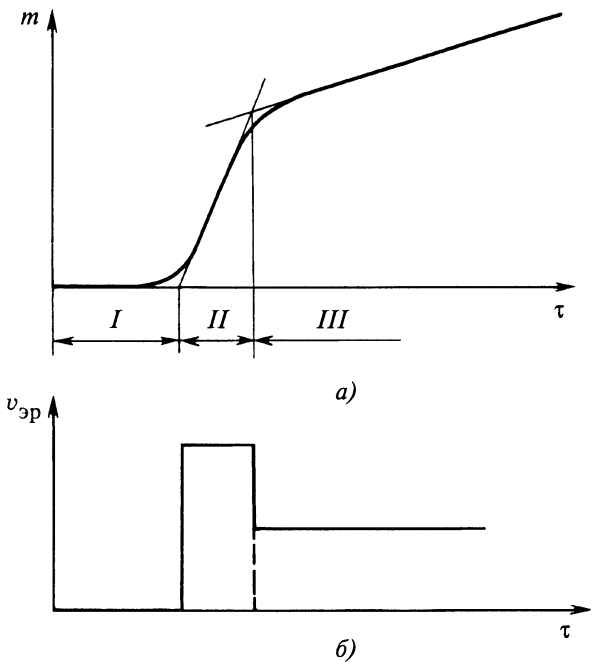


Рис. 16.31. Кривая эрозии (*а*) и скорость эрозии (*б*) для различных стадий износа

металла «приспосабливается» под капельный поток, воздействующий на нее.

16.5.2. Основные источники капельной влаги в проточной части турбины, приводящие к эрозии

Имеется два основных источника капельной влаги в проточной части:

1) естественный процесс расширения потока пара с переходом через нижнюю пограничную кривую в область влажного пара;

2) процесс подсоса влажного пара и капель влаги из выходного патрубка турбины и из переходного патрубка конденсатора вследствие возникновения зон возвратных токов в прикорневой и периферийной зонах рабочих лопаток, в первую очередь в последней ступени.

Капельная влага возникает в проточной части естественным путем при расширении пара и переходе процесса через линию насыщения $x = 1$ (рис. 16.32). Если в начале процесса расширения, например, перед сопловой решеткой, пар является перегретым (точка *0*), то при очень малой скорости течения в точке *1* пересечения процесса с нижней пограничной кривой $x = 1$, возникнут первые капли конденсата. Однако в действительности этого не происходит: появление первых капель влаги вслед-

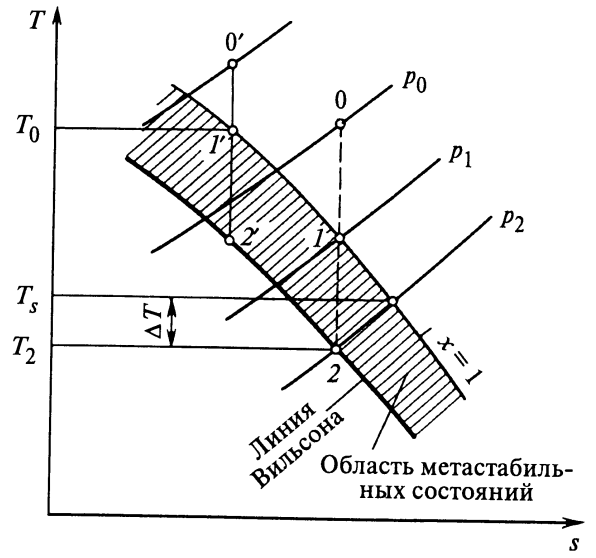


Рис. 16.32. Переход процесса расширения пара через нижнюю пограничную кривую и начало конденсации

ствие быстрого расширения пара задерживается, и они возникают лишь в некоторой точке *2* при температуре T_2 и давлении p_2. Последнему соответствует температура насыщения T_s. Таким образом, фактическая конденсация начинается при давлении $p_2 < p_1$, а температура образующегося конденсата T_2 оказывается меньше температуры насыщения T_s, соответствующей давлению p_2. Разность $\Delta T = T_s - T_2$ называется переохлаждением конденсата при конденсации. В реальных турбинах она может составлять 20—40 К.

Если процесс расширения начнется в точке *0′*, то аналогичным образом можно получить точку начала конденсации *2′*. *Геометрическое место точек начала конденсации называют линией Вильсона.* Положение линии Вильсона зависит от скорости расширения пара: чем больше скорость, тем дальше линия Вильсона отстоит от нижней пограничной кривой.

Возникающие начальные капли конденсата являются следствием случайного скопления молекул воды вследствие флуктуаций. Возможность их существования зависит от их размера: маленькая капля обречена на испарение и исчезновение, а большая способна к росту.

Образующиеся ядра конденсации присоединяют к себе другие молекулы, и поэтому радиус капель увеличивается. На первых этапах, когда радиус капли меньше длины свободного пробега молекул, он увеличивается пропорционально времени, а затем, когда он превзойдет длину свободного пробега, скорость роста капли уменьшается.

Расчеты и эксперименты показывают, что в результате описанной конденсации и роста размер образующихся капель составляет десятые доли микрометра. Такие капли легко увлекаются потоком пара, проносятся сквозь проточную часть, не вызывая каких-либо эрозионных повреждений. Однако, к сожалению, в результате столкновений отдельных мелких капель и их слияния, вихревого движения потока за кромками сопловых лопаток за демпферными связями и в других зонах, возникают капли и более крупного размера. Обладая большей инерцией, они отклоняются от траектории частиц пара, попадают на поверхность сопловых и рабочих лопаток и, сливаясь, образуют водяные пленки толщиной 20—50 мкм. Срывающиеся и дробящиеся водяные пленки являются источниками крупнодисперсной влаги с радиусом капель, достигающим 100 мкм. Такие капли часто являются неустойчивыми и под действием парового потока дробятся.

Другим источником капельной влаги в проточной части являются нестационарные обратные токи, возникающие в последних ступенях при уменьшении объемного расхода пара и подсасывающие влагу из конденсатора. Эти явления подробно рассмотрены в гл. 11.

16.5.3. Основные особенности капельной эрозии материалов

Прежде чем переходить к рассмотрению капельной эрозии материалов, кратко остановимся на траектории движения капель в проточной части. Как установлено выше, в результате расширения потока пара, образования пленок и срыва их с сопловых лопаток, образуются капли диаметром от нескольких десятых до нескольких сотен микрон. Образующиеся капли увлекаются потоком пара и выходят из соплового аппарата (рис. 16.33) под углом α_1, примерно таким же, как и частицы пара. Однако скорость капель $c_к$ будет меньше, чем скорость пара c_1. Отношение $\varphi = c_к/c_1$ называют коэффициентом скольжения. Разные капли будут поступать на рабочие лопатки с разной скоростью и под разными углами. Чем меньше коэффициент скольжения φ [$c'_к < c''_к$ (см. рис. 16.33)], тем больше

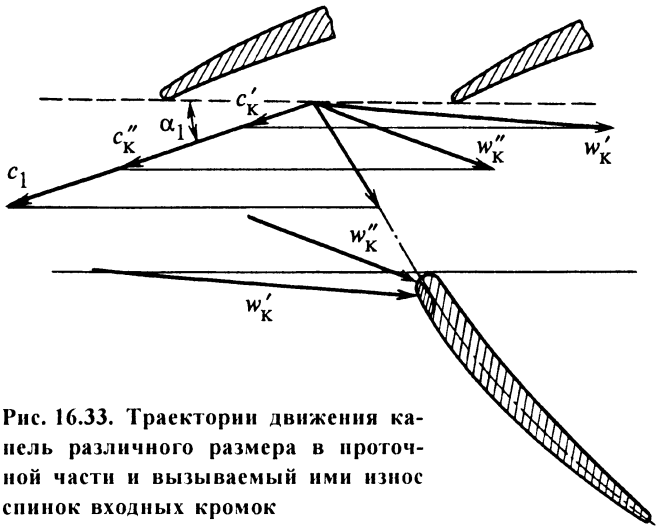


Рис. 16.33. Траектории движения капель различного размера в проточной части и вызываемый ими износ спинок входных кромок

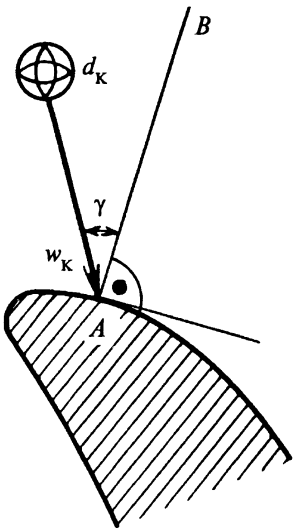


Рис. 16.34. Угол встречи капли с поверхностью лопатки

относительная скорость входа капель на рабочие лопатки ($w'_к < w''_к$) и в пределе при $c_к \to 0$ $w_к \to u$. Таким образом, самые крупные капли, имея малые абсолютные скорости выхода, имеют максимальные скорости соударения с рабочими лопатками. По существу рабочая лопатка, движущаяся с большой окружной скоростью, как бы ударяет по медленно движущимся каплям. Если проанализировать окружные скорости периферийных сечений рабочих лопаток последних ступеней различных турбин, то можно получить, что она достигает 600 м/с. Далее, разворот вектора $w_к$ с уменьшением коэффициента скольжения хорошо объясняет, почему эрозия возникает на входных кромках рабочих лопаток со стороны выпуклой поверхности: именно в эту зону попадают капли, имеющие максимальный диаметр и движущиеся с относительной максимальной скоростью.

Таким образом, рассмотрение процесса воздействия капли на поверхность рабочей лопатки показывает следующее. Если зафиксировать на спине рабочей лопатки некоторую точку A (рис. 16.34), то в эту точку (а лучше сказать в окружность некоторого малого радиуса) попадают капли и реализуется так называемый дискретный случайный процесс. В этом процессе, как сам факт столкновения капли с поверхностью, так и диаметр капли $d_к$, ее скорость $w_к$, и угол γ между вектором скорости $w_к$ и нормалью AB к поверхности являются случайными величинами.

Строго говоря, процесс капельной эрозии является не только механическим, но и коррозионным: периодический срыв частиц защитной окисной пленки металла обнажает поверхность и способствует протеканию процесса коррозии. Поэтому скорость эрозионного износа должна зависеть и от характеристик среды, т.е. капель и текущей по лопатке пленки (от ее температуры, содержания агрессивных веществ, кислорода и pH).

Наконец, необходимо обратить внимание и на то, что реально турбина работает при различных нагрузках и начальных параметрах пара, отличающихся от номинальных. Это предопределяет изменение режима работы рабочей лопатки конкретной ступени, и, следовательно, условий образования и воздействия на лопатку капельной влаги.

Таким образом, процесс воздействия капельной влаги на поверхность рабочей лопатки является чрезвычайно сложным. Хотя имеются многочисленные попытки рассчитать процессы образования капель, пленок, их срывы и траектории движения в каналах сопловых и рабочих решеток, характеристики воздействия капель на металл в настоящее время изучены недостаточно.

Еще более сложным оказывается реакция металла на эти воздействия. В течение инкубационного периода разрушение носит локальный характер, т.е. зависит в основном от нагружения и деформирования металла в малой окрестности рассматриваемой точки. При развитой эрозии, когда поверхность имеет «горную» структуру, большое значение приобретает растекание капель по поверхности с большой скоростью и существование водяной пленки, амортизирующей удары капель, т.е. реакция ма-

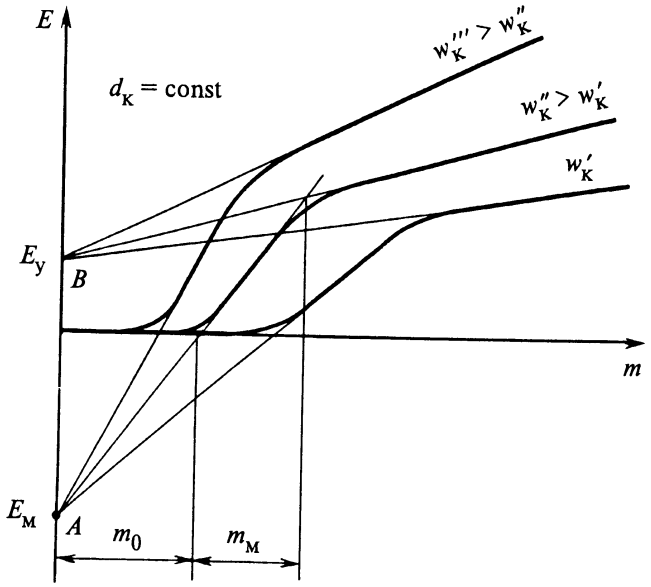


Рис. 16.35. Кривые эрозии для различных скоростей соударения капель с металлом

териала в точке A зависит не только от условий нагружения в ней, но и от нагружения соседних точек.

Все эти обстоятельства чрезвычайно затрудняют постановку исследований и создание методов расчета процесса эрозии. Этим объясняется, что даже общепринятой методики проведения экспериментов не существует. Имеющиеся методы оценки эрозионной надежности рабочих лопаток являются не столько количественными, сколько качественными.

Большинство исследований эрозионного износа выполнено на стендах при ударном воздействии капель так называемого *монодисперсного* потока, в котором размер генерируемых специальным образом капель влаги и скорость их соударения с поверхностью металла одинаковы. В этом случае, как показывают многочисленные исследования, главным фактором являются диаметр капель $d_к$ и скорость соударения $w_к$. Типичные кривые эрозии в зависимости от скорости соударения при постоянном диаметре капель показаны на рис. 16.35. Здесь по оси абсцисс отложено количество влаги m, атаковавшей единицу поверхности образца (размерность m — кг/см^2); при одинаковых размерах капель и частоте бомбардировки величина m пропорциональна времени. По оси абсцисс отложена масса металла E, унесенная с единицы поверхности к рассматриваемому моменту времени (размерность E — кг/см^2). Аналогичный вид имеют и кривые эрозии для различных диаметров капель, но постоянной скорости соударения.

Как показали исследования, выполненные в МЭИ, каждая из кривых эрозионного износа может быть описана с помощью четырех параметров:

инкубационного периода m_0;

точки $E_м$, в которой сходятся все лучи, характеризующие протекание эрозии на втором этапе эрозии;

точки $E_у$, в которой сходятся все лучи, характеризующие протекание эрозии на третьем этапе;

скорость установившейся эрозии $v_у = dE/dm$.

Значения $E_м$ и $E_у$ инвариантны по отношению к диаметру капель и их скорости.

Если параметры m_0, $E_м$, $E_у$ и $v_у$ известны, то легко найти скорость эрозии на *II* этапе $v_м = E_м / m_0$ и его длительность:

$$m_м = (E_у - E_м)/(E_м / m_0 - v_у) - m_0.$$

Тогда более наглядными параметрами эрозии являются: инкубационный период m_0, скорость максимальной эрозии $v_м$, период максимальной эрозии $m_м$ и скорость установившейся эрозии $v_у$.

Инкубационный период m_0 уменьшается с увеличением диаметра капель и скорости соударения и в первом приближении от каждого из них зависит степенным образом. К сожалению, экспериментальных данных для описания процесса эрозии турбинных лопаточных материалов недостаточно.

С увеличением размера капель и скорости соударения скорость максимальной эрозии увеличивается. Поскольку $v_м m_0 = E_м$, а последняя не зависит от размера капель и скорости соударения, то максимальная скорость эрозии обратно пропорциональна инкубационному периоду. Поэтому $v_м$ степенным образом зависит от скорости соударения и диаметра капель.

Выше отмечалось, что в общем случае капли соударяются с поверхностью под произвольным углом γ (см. рис. 16.34). Как показали исследования МЭИ, направление соударения влияет только на инкубационный период, значение которого определяет нормальная составляющая скорости соударения $v_{к.н} = v_к \cos\gamma$. Все остальные параметры кривых эрозии практически не изменяются. Физически это понятно: при гладкой поверхности воздействие капли уменьшается, а при развитой эрозии, когда по-

верхность становится шероховатой, понятие направления теряет смысл.

При фиксированных параметрах капельного воздействия ($d_к$, $w_к$, γ и т.д.) эрозионный износ зависит от материала. Поскольку за основу эрозионного износа принят усталостный механизм, то именно предел усталости является той характеристикой материала, которая определяет его сопротивление эрозии. Однако трудность получения этой характеристики для материала, используемого для эрозионных испытаний (необходимо испытать не менее 15 образцов достаточно больших размеров), заставила использовать другую характеристику материала — твердость. Ее легко определить и она косвенно характеризует сопротивление усталости: с ростом твердости скорость эрозии существенно падает.

16.5.4. Меры борьбы с капельной эрозией рабочих лопаток

Борьба с капельной эрозией начинается на стадии проектирования, при котором осуществляется ряд мероприятий, обеспечивающих снижение эрозии. К их числу относятся:

1. Правильный выбор начальных и конечных параметров пара, обеспечивающих умеренную влажность в конце процесса расширения. Выбор начальной температуры в соответствии с начальным давлением важен для паровых турбин без промежуточного перегрева пара. Так для начального давления p_0 = = 13 МПа начальная температура пара должна быть на уровне 540 °С. Для турбин с промежуточным перегревом пара, работающих на ТЭЦ, соответствующим образом выбирается давление и температура промежуточного перегрева. Уменьшить влажность в конце процесса расширения можно и повышением конечного давления, однако такой способ приводит к большим экономическим потерям.

Следует подчеркнуть, что сейчас речь идет о так называемой диаграммной влажности, определяемой в конце процесса расширения с помощью диаграмм или таблиц водяного пара. Это некоторая условная (усредненная) влажность, позволяющая сопоставить условия работы лопаток последних ступеней различных турбин. Для процесса эрозии имеет значение местная влажность, а точнее размер капель, их концентрация и скорость. На рис. 16.36 показаны типичные линии равной

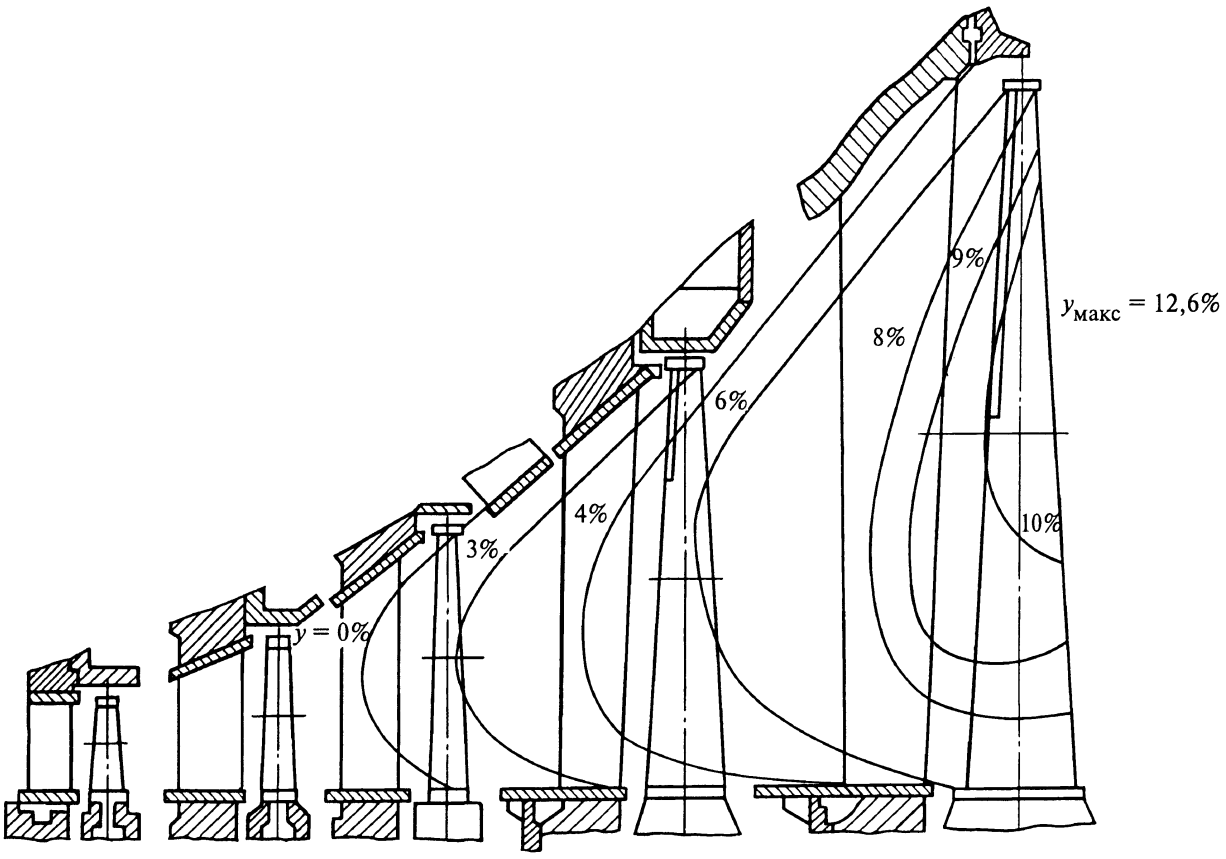


Рис. 16.36. Линии равной влажности в проточной части ЦНД

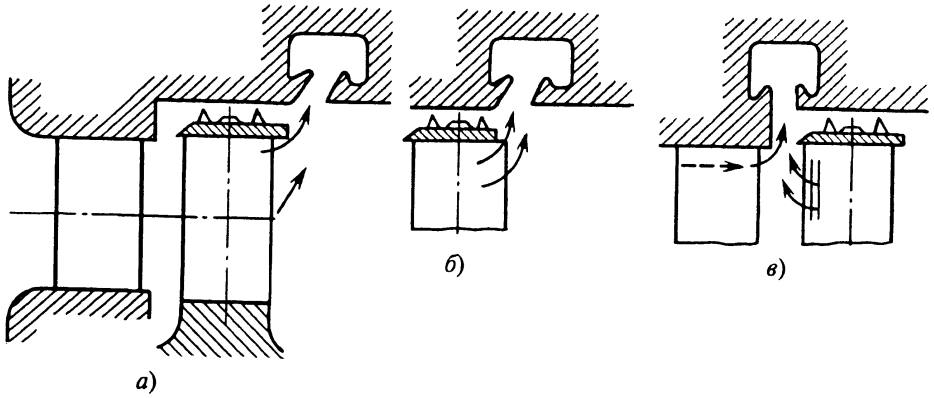


Рис. 16.37. Примеры организации влагоудаления за ступенью (*а* и *б*) и из межвенцового зазора (*в*)

влажности в проточной части ЦНД. В прикорневой и периферийной зонах проточной части вследствие повышенных потерь энергии, преобразующейся в тепло, процесс конденсации задерживается. Поэтому, несмотря на то, что влага при ее движении в проточной части отбрасывается центробежными силами к периферии, максимальное значение влажности наблюдается в сечении с координатой $z = 0{,}6\ l$, где l — высота лопатки.

2. Применение внутриканальной сепарации. Как показано выше, наиболее опасной является крупнодисперсная влага, образующаяся при дроблении водяных пленок, срываемых потоком с профилей сопловых лопаток. Поэтому весьма эффективной мерой борьбы с эрозией рабочих лопаток является отсос этой пленки с профиля сопловых лопаток. Для этого сопловую лопатку выполняют полой, а внутреннюю полость связывают с областью низкого давления, например с конденсатором. В стенке лопатки во вполне определенных зонах выполняют щели, через которые под действием разности давлений на профиле и внутри лопатки производится отсос водяной пленки с наибольшим количеством пара.

3. Периферийная сепарация организуется на периферии ступени (рис. 16.37) за ступенью или в межвенцовом зазоре. Идея этого вида сепарации состоит в использовании центробежных сил, действующих на капли: чем больше радиус капли $r_к$ и окружная скорость u, тем больше центробежная сила. Под действием этой силы капля попадает в ловушку, выполненную в корпусе или обойме, захватывается влагоулавливающим козырьком и стекает вниз корпуса турбины, откуда дренируется.

Окружная скорость капель за рабочим колесом обычно выше, чем за сопловым аппаратом. Поэтому и эффективность периферийной сепарации за ступенью выше, чем в межвенцовом зазоре. Увеличить эффективность периферийной сепарации можно путем использования сепарирующей способности вращающихся рабочих лопаток.

Приоткрытые на периферии выходные кромки рабочих лопаток (рис. 16.37, *б*) или продольные неглубокие канавки на входной части профиля (рис. 16.37, *в*) позволяют транспортировать водяные пленки, образовавшиеся на лопатке к периферии и сбрасывать влагу в ловушку.

При работе влагоудаляющих устройств вместе с влагой всегда отсасывается и небольшое количество пара (0,3—1 % от общего расхода). Если тепло этой влаги и пара в дальнейшем используется, например в регенеративных подогревателях, то экономичность турбины даже повышается из-за снижения влажности в последующих ступенях.

4. Выполнение противоэрозионной защиты рабочих лопаток.

Чаще всего для этой цели используют напайки (см. рис. 16.29), выполненные из стеллита. Стеллит — твердый сплав на основе кобальта (содержание кобальта 60—65 %; хрома 25—28 %; вольфрама 4—5 %; кремния 2—2,5 %; углерода 1—1,2 %, остальное — железо). Высокая твердость сплава обеспечивает хорошие антиэрозионные свойства. Стеллитовые напайки прикрепляются к основному металлу серебряным припоем токами высокой частоты с помощью лампового генератора. Иногда используют электроискровое упрочнение входных кромок, при котором металл электрода, обладающий высокой твердостью, переносится на поверхность лопатки с помощью электрического разряда.

5. Выполнение рабочих лопаток из титановых сплавов. Высокая эрозионная прочность титановых сплавов хорошо известна. Выше отмечалось и их

высокое сопротивление коррозионной усталости. Титановые сплавы имеют и другое очень важное преимущество: вдвое меньшая, чем у сталей плотность при такой же прочности позволяет выполнить турбину более экономичной и более мощной. Поэтому уже более трех десятилетий ведутся работы по исследованию возможности применения титановых сплавов для рабочих лопаток.

Результаты этих исследований свидетельствуют о такой возможности, однако самым серьезным аргументом, сдерживающим их широкое использование, является высокая стоимость титановых рабочих лопаток.

Предупреждение аварий, связанных с их эрозионным износом, обеспечивается следующими мероприятиями:

1) строгим поддержанием параметров пара перед турбиной (для турбин без промежуточного перегрева пара) и перед ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом). Длительная работа при сниженной температуре пара перед цилиндрами, выходящей за рамки допустимой (обычно не более 5 °С), неизбежно приводит к интенсивному эрозионному износу.

Следует обратить внимание на то, что при снижении температуры пара перед цилиндрами их мощность уменьшается из-за уменьшения теплоперепада и увеличения потерь от влажности. Поддержать мощность, к чему естественно стремится эксплуатационный персонал можно только увеличением расхода пара через цилиндр. Если турбина спроектирована так, что номинальный режим работы обеспечивается открытием не всех клапанов (например, трех из четырех), то восстановить мощность турбины можно открытием дополнительного клапана. Если при номинальном режиме открыты все регулирующие клапаны, то восстановить мощность можно либо повышением давления перед турбиной (в рамках допустимых инструкцией по эксплуатации), либо частичным отключением системы регенерации. Во всех случаях давление перед ЦНД будет возрастать, что приведет к дополнительному возрастанию влажности в последних ступенях и усугубит ситуацию. Поэтому при невозможности обеспечить работу при нормальной температуре необходимо снизить перед проточной частью цилиндра давление, т.е. разгрузить турбину. Степень снижения мощности турбины диктуется инструкцией по эксплуатации.

Следует также подчеркнуть, что недопустимость поддержания мощности турбины при уменьшении температуры пара перед цилиндрами путем увеличения расхода диктуется и другими важными обстоятельствами: перегрузкой рабочих лопаток последней степени и сегментов упорного подшипника;

2) обеспечением эффективной работы системы влагоудаления. Каналы и щели для отсоса влаги должны быть свободными, не занесенными выпадающими при расширении пара солями и окислами;

3) поддержанием на должном уровне противоэрозионной защиты. Опыт эксплуатации показывает, что весьма частым является отслаивание некоторых некачественно припаянных стеллитовых накладок. Это приводит к быстрому эрозионному износу обнаженной входной кромки с последующей поломкой. Поэтому такие лопатки должны вовремя заменяться или восстанавливаться. Большие возможности ремонта имеют рабочие лопатки с электроискровым уплотнением, эродированные участки которых можно упрочнять заново даже без демонтажа лопаток на колесе.

16.6. АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА

16.6.1. Явление абразивного износа

Абразивный износ, или эрозия твердыми частицами, характерна для сопловых и рабочих лопаток первых ступеней ЦВД и ЦСД блочных турбин ТЭЦ. Первые повреждения лопаток такого типа появились в 50-х годах на турбинах с начальной температурой около 500 °С. С тех пор важность этой проблемы растет с каждым годом.

На рис. 16.38 приведен пример абразивного износа выходных кромок соплового аппарата 1-й ступени ЦСД, а на рис. 16.39 — рабочих лопаток. Характерной особенностью абразивного износа является его быстрое развитие: катастрофический износ лопаток может произойти за 1—3 года.

Абразивный износ приводит к следующим последствиям:

1) к снижению надежности облопачивания ступени. Разрушенные выходные кромки сопловых лопаток являются источником увеличенных возмущающих импульсов, действующих на рабочие лопатки и вызывающих их вибрацию и усталость. Подвергнувшиеся износу рабочие лопатки облада-

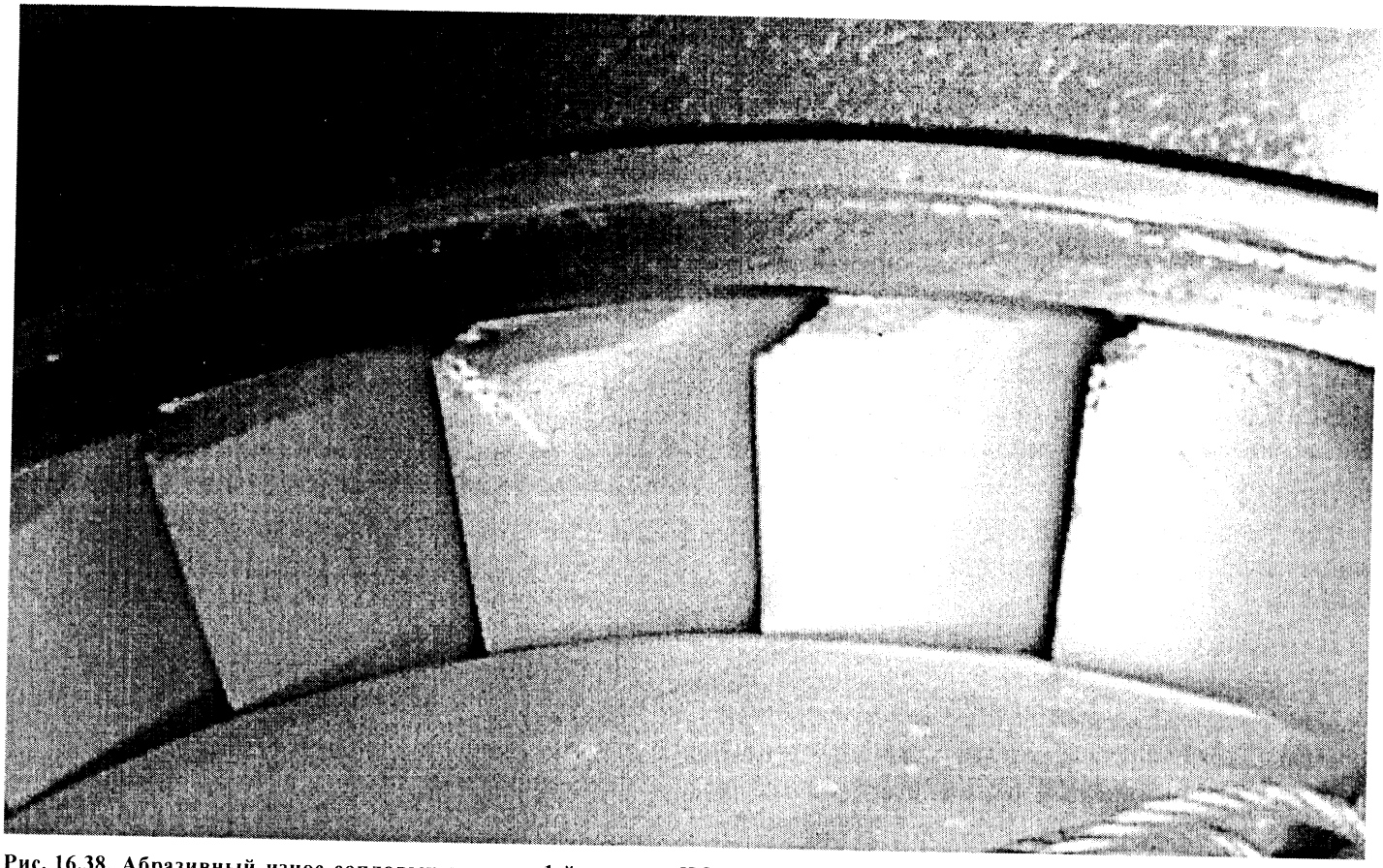


Рис. 16.38. Абразивный износ сопловых лопаток 1-й ступени ЦСД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

ют меньшей прочностью и создают опасность поломок и разрушения лопаток последующих ступеней;

2) к уменьшению экономичности ступени, вызванной нарушением потока в проточной части;

3) к сокращению межремонтного периода, увеличению длительности ремонта и ремонтных затрат.

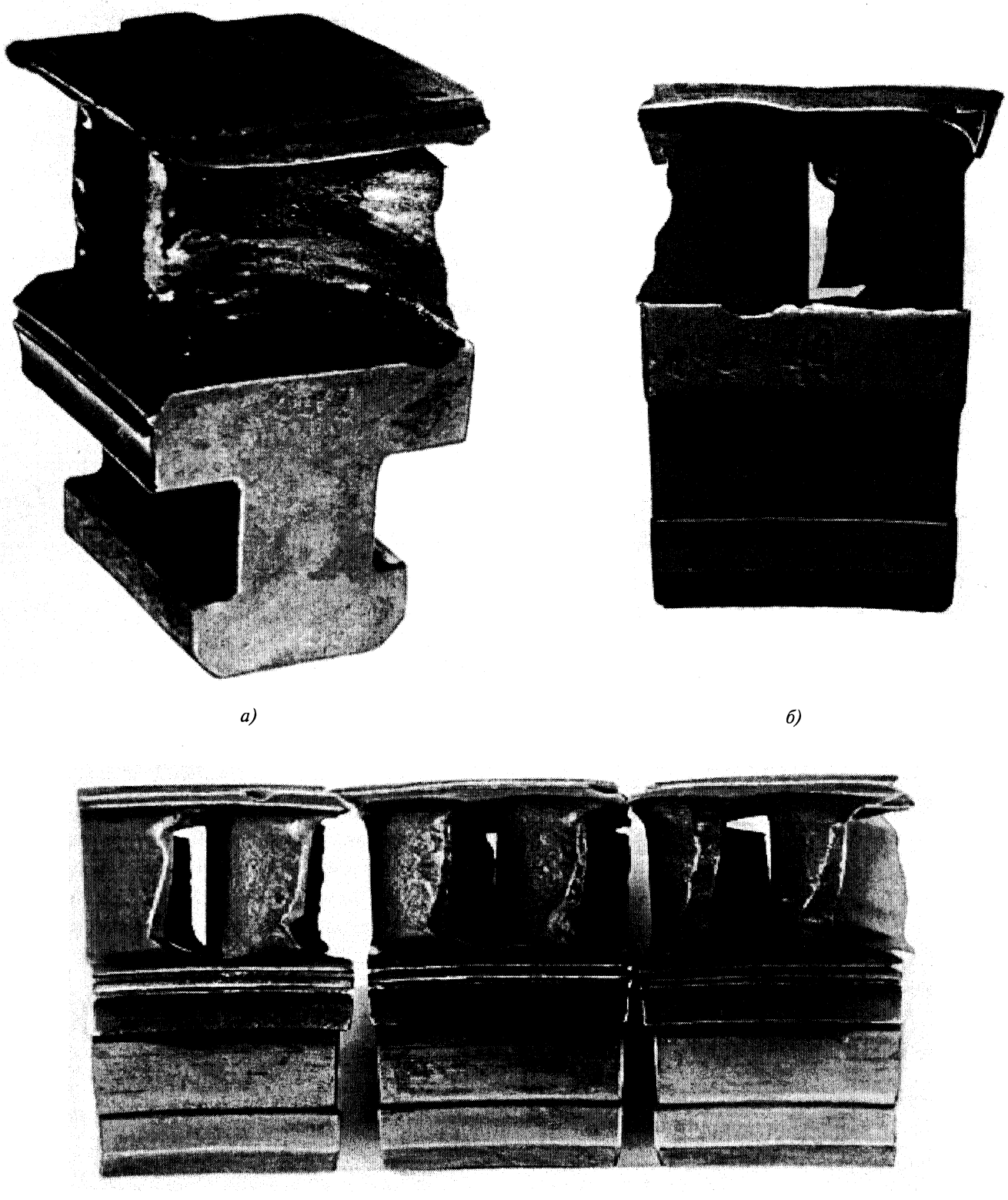
По оценкам американских специалистов годовой ущерб от абразивного износа в среднем составляет 1 долл. на 1 кВт установленной мощности; в некоторых случаях он увеличивается в 3—3,5 раза. Если в 1969—1977 гг. затраты на устранение повреждений составляли около 7 % от всех ремонтных затрат, то в 1977—1985 гг. они достигли 25 %.

Абразивный износ имеет другую природу, чем капельная эрозия. Абразивом служат частицы магнетита Fe_3O_4 неопределенной формы с многочисленными острыми выступами; при контакте с ударом по поверхности, по-видимому, происходит процесс скалывания частиц поверхности рабочей лопатки. Процесс абразивного износа на экспериментальных стендах практически не изучен. Имеются косвенные сведения о существовании инкубационного периода, аналогичному тому, который существует при капельной эрозии. Так на одной из зарубежных ТЭС на энергоблоке 800 МВт с начальными параметрами 24,5 МПа и 538 °С после наработки первых 80 000 ч износа не было, а затем за последующие 40 000 ч входные кромки рабочих лопаток первой ступени подверглись износу на четверть. Иногда, наоборот, абразивный износ протекает очень быстро.

Установлено, что одним из главных факторов, определяющих износ, является угол встречи частицы с поверхностью (рис. 16.40). Максимальная скорость износа наблюдается при угле встречи 15—20°.

Размер абразивных частиц к настоящему времени нельзя считать достаточно точно установленным. Некоторые косвенные измерения говорят о том, что условный диаметр частиц составляет 100 мкм и менее; чем меньше размер частиц, тем больше их число. Иногда размер абразивных частиц может достигать 300 мкм.

Плотность магнетита $\rho = 5080$ кг/м^3, т.е. в 5 раз больше воды. Это предопределяет малые значения коэффициентов скольжения даже при малых разме-



а) *б)* *в)*

Рис. 16.39. Абразивный износ рабочих лопаток регулирующей ступени турбины К-200-12,8 ЛМЗ
а — общий вид пакета; *б*, *в* — вид на выходные и входные кромки

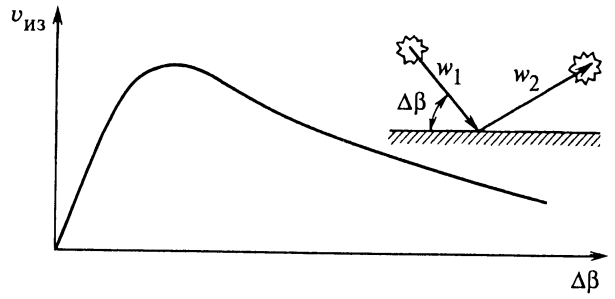


Рис. 16.40. Зависимость скорости абразивного износа от угла встречи абразивной частицы с поверхностью

рах частиц. Кроме того, твердая частица, попавшая в канал вместе с паром, обладая инерцией, приобретает траекторию движения, определяемую ее размером, начальной скоростью, плотностью окружающего пара и другими факторами.

При больших коэффициентах скольжения, когда скорость абразивных частиц c_{1a} на выходе из сопел (рис. 16.41, *а*) мало отличается от скорости пара c_1, относительные скорости частиц w_{1a} и пара w_1 также будут близки; частицы будут легко входить в канал рабочей решетки и, отклоняясь от потока пара, попадать на сторону давления профиля. Однако входная и средняя часть профиля будут повреждаться сравнительно мало, так как угол встречи $\Delta\beta$ будет мал. В зоне выходной кромки, где $\Delta\beta$ будет достигать 15—20°, будет наблюдаться максимальный износ.

При малых коэффициентах скольжения (рис. 16.41, *б*) абразивному износу подвергаются входные кромки рабочих лопаток точно так же, как и при каплеударной эрозии. Однако при этом происходит и другое явление. Часть частиц отражается от входной кромки с небольшой относительной скоростью w'_{1a}, имея окружную скорость u, следовательно, абсолютную скорость c'_{1a}, близкую к относительной скорости u. Эти частицы вызывают абразивный износ со стороны разрежения в зоне выходных кромок.

Одним из самых важных параметров, определяющих абразивный износ, является отношение $u/c_ф$. Чем выше теплоперепад ступени, тем больше скорость пара и абразивных частиц, и поэтому больше износ. Поэтому *абразивный износ лопаток регулирующих ступеней возрастает с уменьшением нагрузки до тех пор, пока не начнет прикрываться последний регулирующий клапан.* Для первой ступени ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом) с уменьшением нагрузки интенсивность эрозионного износа будет изменяться мало, так как при этом почти не будет изменяться ее теплоперепад.

16.6.2. Источники абразивных частиц

Основным источником абразивных частиц являются поверхности труб основного и промежуточного пароперегревателей котла, коллекторов котла и паропроводов, на которых естественным образом образуются окислы, в частности, магнетит. В процессе эксплуатации слой окислов увеличивается и, достигнув критической толщины, начинает отслаиваться. Наиболее легко окисляются трубы, выполненные из перлитных сталей. Чем выше температура пара, тем интенсивнее идет процесс коррозии. Имеются примеры из практики, когда снижение температуры пара приводило к прекращению эрозионного износа. Отслаиванию окислов способствуют переходные режимы работы, при которых в паропроводах действуют циклические температурные напряжения.

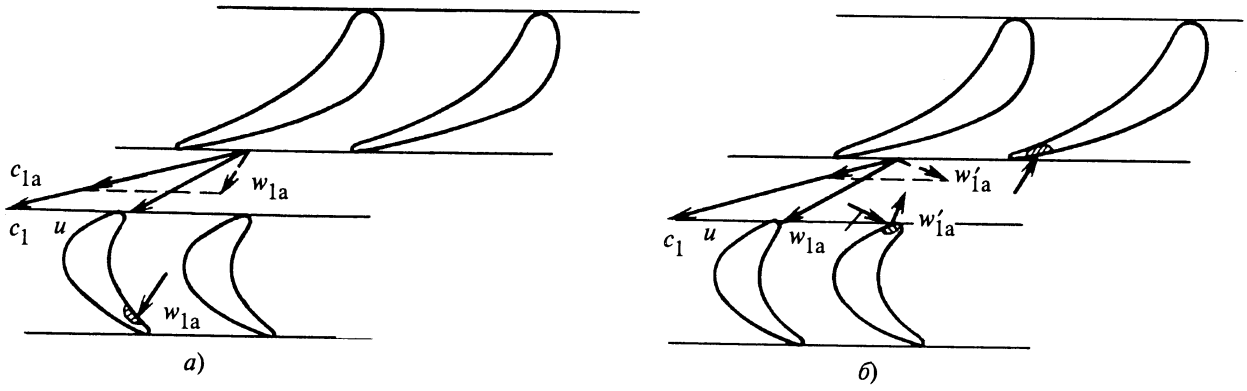


Рис. 16.41. Зоны абразивного износа (заштрихованы) сопловых и рабочих лопаток от мелких (*а*) и крупных (*б*) абразивных частиц

16.6.3. Меры борьбы с абразивным износом

Самой радикальной мерой является исключение образования отслаивающихся окислов путем правильного выбора материалов паропроводов, пароперегревателей и коллекторов котла, например применением аустенитных материалов. Однако эти материалы имеют большую стоимость и ряд эксплуатационных недостатков: больший коэффициент линейного расширения и меньшая теплопроводность приводят к повышенным температурным удлинениям и напряжениям.

Определенный эффект дает увеличение зазора между сопловой и рабочей решетками. Увеличение зазора, во-первых, способствует разгону абразивных частиц и меньшей скорости встречи с рабочей лопаткой (см. рис. 16.41, *а*), вследствие чего уменьшается их износ. Во-вторых, скорость отражения абразивных частиц от входных кромок рабочих лопаток будет меньше, число частиц, достигающих сопловых лопаток (см. рис. 16.41, *б*), также уменьшится, что приведет к уменьшению износа стороны разрежения сопловых лопаток.

Основным способом борьбы с абразивным износом является создание на изнашиваемых зонах профилей лопаток твердых покрытий. Эти меры широко используются зарубежными турбостроительными фирмами. Используют два вида покрытия: диффузионное и плазменное.

Для создания диффузионного покрытия готовую лопатку помещают в пары бора. В результате химической реакции между нержавеющей сталью и бором, протекающей при температуре примерно 940 °С, на поверхности образуется очень твердый слой толщиной около 0,15 мм, практически не отделимый от основного металла. После покрытия лопатка проходит термообработку. К сожалению, само покрытие не обладает высокой пластичностью, чувствительно к концентрации напряжений и, главное, усталостная прочность снижается на 40—50 %. Поэтому диффузионное покрытие целесообразно использовать для сопловых лопаток. При этом сопротивление абразивному износу увеличивается примерно в 30 раз.

Плазменное покрытие толщиной около 0,2 мм осуществляется плазменной струей при температуре примерно 650 °С. Оно не ухудшает свойств основного металла и, хотя твердость его меньше, чем у диффузионного покрытия, оно считается более эффективным. Недостатком технологии плазменного покрытия является ограничение по зонам лопатки, точнее, пакета лопаток, куда может проникнуть плазменная струя. В частности, ею нельзя покрыть входную часть профиля лопатки со стороны поверхности давления. Плазменное покрытие уменьшает абразивный износ примерно в 20 раз.

Имеются сведения об установке на паропроводах специальных сепараторов центробежного типа, улавливающих абразив.

16.7. ОТРЫВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.7.1. Явление отрыва лопаток

Отрыв рабочей лопатки, не имеющей дефектов в виде трещин, происходит тогда, когда растягивающие напряжения в ее опасном сечении достигают предела прочности. Сами растягивающие напряжения возникают вследствие действия центробежных сил, постоянного изгиба аэродинамическими силами, вращающими рабочее колесо, и переменного изгиба, вызванного вибрацией. При нормальной работе в наиболее напряженных рабочих лопатках напряжения от изгиба и вибрации существенно меньше напряжений от центробежных сил.

Если лопатка имеет постоянную по высоте площадь сечения, то напряжения не зависят от площади сечения и максимальны в корневом сечении.

Рабочую лопатку, имеющую постоянный профиль по высоте нельзя выполнить слишком длинной, а если говорить строже, то так называемая ометаемая лопатками площадь $\Omega = \pi d_c l$ определяется прочностью материала.

Для того чтобы уменьшить напряжения в лопатке, площади ее сечений выполняют уменьшающимся от корневого сечения к периферийному. В этом случае центробежная сила в наиболее нагруженных корневых сечениях оказывается меньше и соответственно меньше оказываются и напряжения.

16.7.2. Причина отрыва рабочих лопаток

За предельное состояние прочности при проектировании обычно принимают такое значение напряжений в лопатках, при котором напряжения достигают предела текучести σ_s. В действительности при достижении этого напряжения в наиболее опасном сечении возникает небольшая пластическая деформация, а фактический разрыв произойдет при напряжении равном пределу прочности $\sigma_в$, который несколько больше σ_s. Разрушение изготовлен-

ной лопатки может произойти при выполнении любого из следующих трех условий:

1) при повышении частоты вращения выше значения, при котором напряжения растяжения превосходят предел прочности;

2) при изготовлении лопатки из непредусмотренного материала, например при ремонте, а также при неправильной термообработке, когда предел прочности материала оказывается ниже предусмотренного;

3) при изготовлении лопатки из непредусмотренного материала и одновременно недопустимого превышения частоты вращения.

Следует иметь в виду, что обычно оценка опасности отрыва рабочих лопаток выполняется на основе средних значений характеристик материала. В действительности каждый материал имеет естественный разброс свойств, поэтому при большом числе рабочих лопаток вероятно их неблагоприятное сочетание и отрыв лопатки даже при незначительных отступлениях от технологии изготовления и режима эксплуатации.

16.7.3. Меры борьбы с отрывом рабочих лопаток

Меры борьбы с отрывом рабочих лопаток должны быть направлены на устранение причин отрыва. Для этого, прежде всего, должен быть обеспечен входной контроль рабочих лопаток при монтаже и ремонте, исключающий установку на диске лопаток из непроектного материала или с неправильной термообработкой.

В большинстве случаев причиной отрыва неповрежденных лопаток является недопустимое повышение частоты вращения турбоагрегата.

Когда турбоагрегат включен в сеть, его частота вращения близка к номинальной и опасности обрыва лопаток вследствие повышения частоты вращения не существует. Повышение частоты вращения происходит при отключении генератора турбоагрегата от сети и одновременной задержке прекращения поступления пара в цилиндры турбины.

Основной мерой борьбы с недопустимым повышением частоты вращения является поддержание в исправности системы автоматического регулирования и защиты.

Система автоматического регулирования является первым контуром защиты турбины от разгона. При самом тяжелом для нее режиме — сбросе полной нагрузки с отключением генератора от сети система защиты не должна вступать в работу, а система автоматического регулирования обязана вывести частоту вращения турбины на значение, соответствующее статической характеристике регулирования.

Максимальное «статическое» повышение частоты вращения определяется неравномерностью системы регулирования и не превышает 4—5 %. Однако возникает и динамический заброс частоты вращения вследствие немгновенного прекращения поступления в турбину пара, разгоняющего турбину. Запаздывание начала закрытия сервомоторов (обычно оно находится в пределах 0,1 с) и соответственно время их перемещения (обычно 0,3—0,5 с) приводит к динамическому забросу частоты, однако в сумме со статическим забросом *повышение частоты вращения не должно превысить частоту срабатывания автомата безопасности.* Обычно при полном сбросе нагрузки частота вращения повышается не более 10—11 % при настройке срабатывания автомата безопасности 12—14 %.

Для обеспечения надежной работы системы автоматического регулирования при сбросах нагрузки турбина регулярно испытывается при таких режимах.

В случае, если система регулирования не удержала сброс нагрузки с отключением генератора от сети и частота вращения превысила частоту настройки автомата безопасности, в работу вступает система защиты турбины, задачей которой является прекращение подачи пара в турбину путем закрытия и стопорных, и регулирующих, и обратных клапанов на паропроводе отборов. Требования к быстродействию срабатывания системы защиты, учитывая, что к этому моменту уже достигнута частота вращения, на 12—14 % превышающая номинальную, еще более жесткие: время срабатывания не должно превышать 0,3—0,4 с.

Для надежной работы системы защиты от разгона необходима правильная настройка автомата безопасности: настройка на пониженную частоту вращения будет приводить к частому без необходимости выводу турбины (или энергоблока) из работы, а несрабатывание вовремя грозит снижением надежности ряда ответственных деталей. На турбине устанавливают два одинаковых автомата безопасности, причем непременным требованием к ним является полная исправность каждого из них. Если неисправен хотя бы один из автоматов безопасности, то турбина не может быть допущена к эксплуатации.

Для поддержания автомата безопасности в исправном состоянии их чувствительные элементы (бойки или кольца) подвергают расхаживанию при

каждом пуске. Для этого с помощью специального устройства при частоте вращения, близкой к номинальной, обеспечивается их срабатывание без дальнейшей работы системы защиты в целом.

Надежное предотвращение турбины от разгона невозможно без достаточной плотности регулирующих, стопорных и обратных клапанов.

16.8. ИЗЛОМ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.8.1. Явление излома рабочих лопаток

Излом рабочих лопаток происходит вследствие появления в некотором опасном сечении лопатки настолько высоких напряжений изгиба, что они превосходят предел прочности материала.

Окружные усилия изгибают лопатку в плоскости колеса и создают растягивающие напряжения в кромках. Осевые усилия изгибают лопатку в плоскости оси турбины, создавая растягивающие напряжения во входной кромке и сжимающие в выходной. Таким образом, на входной кромке растягивающие напряжения изгиба складываются, поэтому, как правило, она является опасной точкой сечения: именно с нее чаще всего начинается излом лопатки.

Наибольшие изгибающие моменты возникают в корневом сечении рабочей лопатки, однако это не означает, что в этом сечении возникают и максимальные напряжения. Связано это с тем, что сечения лопатки также увеличиваются к корневому сечению, и, как это часто бывает в рабочих лопатках большой длины, максимальные напряжения изгиба возникают в сечении, расположенном несколько выше корневого.

Именно в опасном сечении в опасной точке, чаще всего на входной (или выходной кромке) возникает трещина излома, которая, быстро распространяясь, приводит к излому лопатки.

16.8.2. Причины излома рабочих лопаток

Изгибающие напряжения, возникающие в рабочих лопатках при самых опасных режимах, не превосходят 30—40 МПа. Даже с учетом растягивающих напряжений от центробежных сил и увеличения изгибающих напряжений вследствие вибрации, эти напряжения при нормальной работе турбины не могут достичь предела прочности. Излом возникает только при серьезных нарушениях режима работы, вызванных аварийными ситуациями или грубыми ошибками эксплуатационного персонала.

К числу основных причин, вызывающих излом лопаток, можно отнести:

1) попадание в турбину большого количества воды;

2) попадание в проточную часть посторонних предметов;

3) сильные радиальные задевания вращающегося ротора о статорные детали.

При попадании в турбину большого количества воды вследствие вращения в нижней части корпуса возникает пароводяная эмульсия. При этом не только резко возрастает сопротивление вращению, но и при входе лопаток в эмульсию на них действует ударная нагрузка. Тем самым возникает опасность излома в плоскости вращения. Одновременно с этим может произойти закупорка части каналов решетки водой. При этом возрастет давление перед рабочей решеткой и увеличивается осевая нагрузка. Поэтому попадание в турбину большого количества воды почти всегда приводит к поломке рабочих лопаток.

Имеется три основных источника попадания воды в цилиндр турбины: из основных паропроводов, из паропроводов отбора пара на регенеративные и сетевые подогреватели и, наконец, влага может возникать в самой турбине вследствие конденсации.

Наиболее вероятной причиной попадания воды в цилиндр из паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева является их недостаточный предпусковой прогрев. Недостаточная длительность прогрева, малые дренажные сечения трубопроводов, не обеспечивающие отвод образующегося конденсата и достаточный расход греющего пара, чрезмерно быстрое повышение давления в паропроводах, при котором температура металла становится ниже температуры насыщения — все эти факторы способствуют образованию влаги в паропроводах, которая при подаче пара в турбину может попасть в нее. Значение этих обстоятельств усиливается при неправильной прокладке паропроводов, когда в них возникнут зоны со скоплением конденсата, при неисправной арматуре на дренажах. Поэтому особенно внимательным к прогреву паропроводов следует быть при первом пуске (после монтажа турбоустановки или ее капитального ремонта).

Попадание воды из регенеративных и сетевых подогревателей происходит при переполнении их паровых пространств конденсатом и подъемом этого конденсата по паропроводу отбора в нижнюю часть корпуса турбины. В свою очередь заполнение корпуса подогревателя водой происходит из-за разру-

шения трубной системы и выхода питательной воды в корпус подогревателя или из-за накопления конденсата греющего пара, поступающего из турбины.

Наконец, при чрезмерно быстрых пусках холодной турбины, когда образующийся конденсат не успевает отводится из корпуса турбины, а частота вращения растет быстро, возникает особенно опасная ситуация из-за большой скорости встречи рабочих лопаток со скапливающейся в корпусе водой.

Попадание в проточную часть турбины посторонних предметов даже малого размера чревато самыми серьезными последствиями. Можно считать большой удачей, когда посторонний предмет, например, гайка или болт сразу же заклинится внутри какого-либо неподвижного элемента, например, в сопловой решетке и сохранится до следующего осмотра проточной части. В большинстве случаев, хотя такое заклинивание и происходит, возникают очень сильные задевания выступающего постороннего предмета о вращающиеся лопатки (если заклинивание произошло в сопловом аппарате) или о сопловые лопатки (если предмет заклинился в рабочих каналах). В обоих случаях происходит выкрашивание кусков лопаток, которые начинают играть роль «вторичных» посторонних предметов. В результате происходит заклинивание крупных кусков разрушенных деталей в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками, что приводит к практически полному разрушению всех лопаток ступеней. В свою очередь элементы разрушенной ступени становятся «посторонними предметами» для следующей ступени, и авария развивается лавинообразно вплоть до полного разрушения проточной части всего цилиндра.

Основным источником попадания посторонних предметов в проточную часть является небрежно выполняемый ремонт и монтаж, при котором в подводящем паропроводе и нижней половине корпуса остаются забытые или оброненные гайки, болты, гаечные ключи, отходы сварочных работ и т.д. Большую помощь в улавливании таких предметов оказывает паровое сито, установленное на входе пара в стопорные клапаны, однако оно не может уберечь проточную часть от предметов, забытых в пространстве между ситом и турбиной и в самой турбине.

Вторым источником являются продукты повреждений элементов пароподводящего тракта и турбины. Куски парового сита, разрушенного ударами посторонних предметов, куски всякого рода разрушившихся тепловых экранов, установленных за регулирующими клапанами, крепеж, например, горизонтального разъема направляющего козырька регулирующей ступени, — все эти предметы могут стать причиной излома рабочих лопаток.

Сильные радиальные задевания, ведущие к поломке рабочих лопаток, могут возникнуть по следующим причинам:

1) из-за сильного внезапного прогиба вала, вызванного внезапной разбалансировкой (например, из-за отрыва рабочей лопатки достаточной массы) или попаданием на ротор воды. Даже сравнительно небольшие прогибы, вызванные этими причинами, могут быть многократно усилены динамическим характером возникающих сил при вращении на критической частоте;

2) из-за сильного прогиба корпуса при появлении большой разности температур верхней и нижней образующей корпуса $\Delta t_{\text{в-н}}$ и одновременном сравнительно небольшом прогибе ротора. Большая разность $\Delta t_{\text{в-н}}$ возникает вследствие плохой изоляции нижней части корпуса турбины, большого отвода тепла по металлу трубопровода отбора (особенно плохо изолированных), неправильной установке металлического корпуса турбины;

3) из-за попадания воды или пара высокой влажности на наружную поверхность тонкостенных корпусных элементов, чаще всего внутренних обойм корпусов ЦНД. Местное охлаждение обоймы приводит к ее короблению, потере осесимметричности и сильным задеваниям.

16.8.3. Предупреждение излома рабочих лопаток

Предупреждение излома рабочих лопаток основано на исключении вызывающих его причин.

Для исключения попадания воды из паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева необходимо, прежде всего, обеспечить их правильную прокладку: паропроводы выполняются с уклоном в сторону дренажных трубопроводов, без тупиковых и недренируемых участков, где может скапливаться конденсат. Дренажи паропроводов должны быть исправны, т.е. обеспечивать надежный отвод конденсата на всех режимах работы, и иметь достаточные проходные сечения не только для отвода конденсата во время прогрева, но и для пропуска достаточного количества пара на этапе прогрева паропроводов «пролетным» паром.

Для исключения попадания воды из регенеративных подогревателей должны быть в исправности система защиты от недопустимого повышения

уровня конденсата в подогревателях и арматура (обратные клапаны) на линиях отбора пара.

Для исключения поломки лопаток вследствие образующегося и скапливающегося в корпусе турбины конденсата должна быть исправна не только дренажная система, но и четко выдерживаться график повышения частоты вращения: при медленном вращении ротора изламывающие усилия, действующие на лопатки при их входе в конденсат, будут, конечно, меньше.

Для исключения попадания в проточную часть посторонних предметов, прежде всего, требуется соблюдение дисциплины проведения монтажных и ремонтных работ, исключение попадания инструментов, крепежа, мелких деталей в проточную часть. После монтажа и ремонта паропроводы должны тщательно продуваться.

Сильные задевания, приводящие к излому рабочих лопаток, обычно возникают не вдруг, а начинаются с незначительных задеваний, увеличения вибрации корпусов подшипников и т.д. Поэтому основной мерой борьбы с изломами по этой причине является внимательная и грамотная эксплуатация с анализом тех отклонений в режимах и показаниях приборов, которые возникают в процессе эксплуатации.

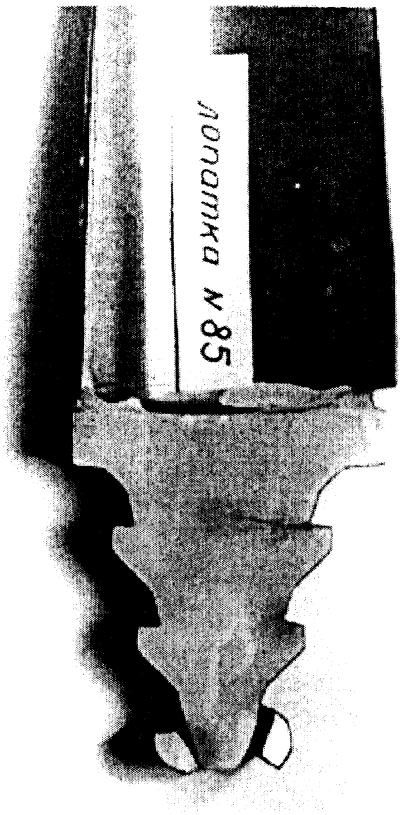


Рис. 16.42. Разрушение елочного хвостового соединения с окружной заводкой

16.9. РАЗРУШЕНИЕ ХВОСТОВИКОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

16.9.1. Разрушение хвостовиков и меры борьбы с ними

16.9.1.1. Усталость хвостовиков. Наиболее частой причиной обрыва рабочих лопаток по сечениям хвостовиков является появление в них трещин и их развитие до критического размера. Само же появление трещин часто связано с «проникновением» вибрации с рабочей части вглубь хвостового соединения, высоким уровнем статических напряжений растяжений и изгиба, наличием концентрации напряжений, обусловленной сложной формой хвостового соединения, т.е. из-за процесса усталости, происходящей на фоне высоких статических напряжений. Для рабочих лопаток ступеней, работающих в зоне фазового перехода и за ней, появление трещин интенсифицируется процессами язвенной коррозии.

Появление трещин в хвостовиках происходит в зонах концентрации напряжений. На рис. 16.42 показан пример разрушения по третьему зубу хвостовика елочного типа и появления усталостной трещины по первому зубу.

При проектировании рабочих лопаток хвостовые соединения повергаются тщательным расчетам. Однако сложность формы, неопределенность условий механического нагружения отдельных элементов хвостового соединения не позволяют обеспечить их надежность использованием только расчетных методов, несмотря на их высокое совершенство. Поэтому после проектирования хвостовые соединения проходят экспериментальную отработку в заводских исследовательских лабораториях. Окончательная доводка хвостовых соединений проводится на основе опыта эксплуатации и анализа разрушений.

Усталостные поломки рабочих лопаток по хвостовикам обычно происходят из-за нерасчетного увеличения нагруженности (статической, динамической или той или другой одновременно) вследствие некачественного изготовления или при ремонте на электростанции, а также нарушения правил технической эксплуатации.

При проектировании елочного хвостовика обычно исходят из того, что центробежная сила лопатки воспринимается всеми зубьями равномерно. Однако в действительности нагрузка на зубья неравномерна: первая пара зубьев может брать на себя нагрузку существенно больше средней. Это обстоя-

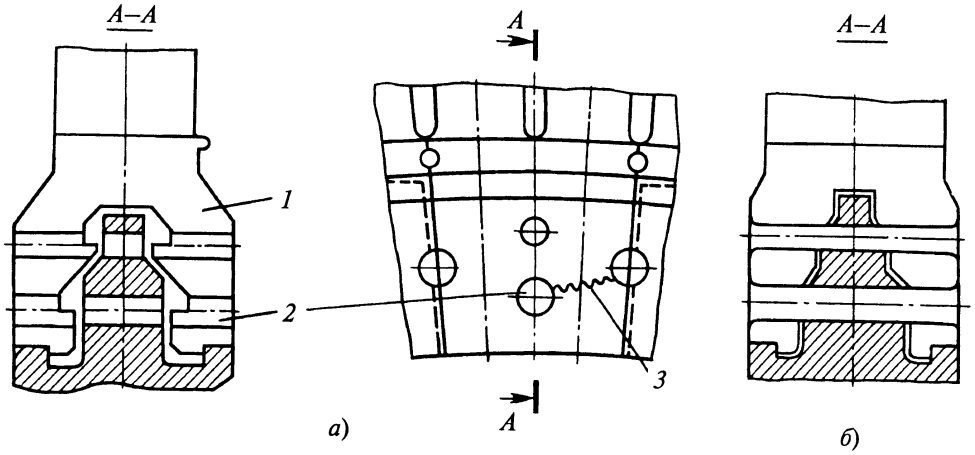


Рис. 16.43. Разрушение замковой лопатки из-за повышенной концентрации напряжений (*а*) и конструктивный способ снижения концентрации (*б*)
1 — лопатка; *2* — отверстия под заклепки; *3* — трещина

тельство, конечно, учитывается при проектировании турбин выбором размеров сечений хвостовика. При некачественном изготовлении хвостовика рабочей лопатки или диска может оказаться, что контакт между какими-то зубьями хвостовика и обода диска не возникает даже при приложении центробежной силы. Это будет означать, что эти зубья будут исключены из работы, а остальные зубья окажутся перегруженными статическими усилиями от центробежных сил. Аналогичная картина периодически может возникать и в условиях эксплуатации при переходных режимах, когда изменяется температура хвостового соединения. Поскольку обод диска и хвостовик лопатки могут иметь не только разную температуру, но и изготовлены из материалов с разными коэффициентами температурного расширения, то это может привести к нарушению монтажных натягов и к появлению зазоров.

Весьма поучительной для анализа является разрушение рабочей лопатки, показанной на рис. 16.42. Самым слабым по сочетанию статических и вибрационных нагрузок оказалось сечение по третьему (нижнему) ряду зубьев, в результате чего произошло их усталостное разрушение. В результате увеличилась нагрузка на первый ряд зубьев, где появилась трещина усталости, выросшая к моменту извлечения лопатки на половину ширины сечения.

Большое влияние на прочность хвостовиков оказывает концентрация напряжений, т.е. радиусы скругления для наиболее опасных сечений.

Особенно высокой оказывается концентрация напряжений, вызванная «пересечением» различных концентраторов. На рис. 16.43 показано крепление замковой лопатки с грибовидным хвостовиком, закрепляемом на диске с помощью двух заклепок. Отверстия под заклепки выполнены очень неудачно: их оси проходят через зоны нижней опорной поверхности в хвостовике. В этом случае коэффициенты концентрации, вызванной отверстием под заклепки и скруглением паза хвостовика, перемножаются, и концентрация оказывается очень высокой. Следует добавить, что в этом конкретном случае сечения заклепки подвергаются не только напряжениям среза, но и изгиба, на который они не рассчитаны. На одной из турбин произошло разрушение замковой лопатки регулирующей ступени, вызванное только что описанным обстоятельством. Разрушаясь, лопатка и ее отдельные куски явились теми «посторонними» предметами, которые вызвали поломку нескольких последующих ступеней ЦВД.

16.9.1.2. Коррозионная усталость хвостовиков. Она возникает по тем же причинам, что и коррозионная усталость рабочих лопаток: из-за совместно протекающих процессов язвенной коррозии и описанной выше усталости. При этом следует иметь в виду, что зазоры в хвостовых соединениях способствуют скоплению в них как агрессивных растворов высокой концентрации из-за их выпаривания, так и твердых отложений, в порах которых концентрируются агрессивные вещества. Эти твердые отложения практически невозможно удалить промывкой. Поэтому, в отличие от поверхностей рабочих частей лопаток, с которых отложения периодически удаляются, постоянно протекающие процессы язвенной коррозии снижают прочность хвостовых соединений.

Как обычная, так и коррозионная усталость интенсифицируется при усилении вибрации рабочих лопаток, вследствие их работы в условиях резонанса, недостаточно плотной установки на диске или ослаблении закрепления.

16.9.1.3. Исчерпание длительной прочности. При длительной работе рабочих лопаток в условиях высоких температур в хвостовиках могут появиться трещины вследствие исчерпания длительной прочности. Образование трещин и их рост происходит тем интенсивнее, чем выше напряжения и температуры работы.

16.9.2. Разрушение периферийных бандажей

В настоящее время в мощных паровых турбинах в основном используют два типа периферийных бандажей: ленточные и интегральные (цельнофрезерованные).

Разрушение бандажей может приводить к весьма тяжелым последствиям. Куски бандажа для последующих по ходу пара ступеней являются по существу посторонними предметами, вызывающими последствия, рассмотренные выше. Учитывая значительный диаметр установки периферийного бандажа, обрыв его на отдельных пакетах приводит к разбалансировке ротора и появлению интенсивной вибрации, особенно на критической для данного ротора частоте вращения. Если же обрыв бандажа и не вызвал серьезных «немедленных» неприятностей в части снижения надежности, последствия этого могут проявиться позже. Назначение бандажа прежде всего состоит в снижении амплитуд переменных возмущающих сил, действующих на рабочие лопатки, путем их равномерного перераспределения между рабочими лопатками пакета. Поэтому ликвидация бандажа приводит к увеличению возмущающих сил, действующих на лопатки. Далее, пакетирование обеспечивает вполне определенные тона собственных колебаний, поэтому отрыв бандажа приведет к изменению форм колебаний и возможности появления резонанса и разрушения лопаток.

Наконец, следует иметь в виду, что отрыв бандажа приводит к снижению экономичности из-за увеличения периферийных утечек.

Наиболее слабыми в бандажном соединении являются сечения *АА* и *ВВ* (рис. 16.44) в зоне шипа. Вызвано это максимальными значениями номинальных напряжений в сечениях под шипы и высокой концентрацией напряжений, особенно в отверстиях прямоугольной формы.

Под действием изгибающих усилий, вызванных центробежными силами бандажа, он выламывается

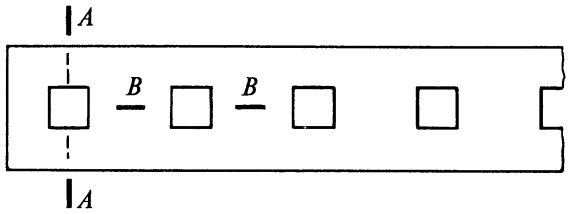


Рис. 16.44. Слабые сечения приклепаного ленточного бандажа

из расклепочного соединения при увеличении частоты вращения (угон турбины) и нарушении связи в шипе какой-либо из лопаток.

Обрыв бандажа может также произойти из-за чрезмерной расклепки шипа и уменьшения площади несущих сечений среза расклепанной части.

При работе турбины ленточный бандаж нагружен не только центробежными силами, вызывающими стационарный изгиб бандажа и стремящимися сорвать лопатки с шипов, но и вибрационными изгибающими нагрузками. При тангенциальных формах колебаний (см. рис. 16.7) изгиб бандажа происходит вокруг оси минимальной жесткости поперечного сечения, а при изгибно-крутильных формах — вокруг максимальной. Как правило, отрыву бандажа предшествует появление трещин усталости в отверстиях под шипы (рис. 16.45).

Обрыв бандажа может произойти и в случае недостаточной прочности шипа. В сечении шипа действует не только стационарная нагрузка, вызванная в основном центробежными силами бандажа, но и переменный изгибающий момент. В этих условиях исключительное значение приобретают радиус галтели у торцевой поверхности бандажа, выполнение фаски, исключающей подрезку шипа при клепке на участке бандажа, примыкающего к галтели, наличие остаточных напряжений после расклепки шипа.

Особую опасность для бандажей представляют отложения, выпадающие из пара при его расширении. Имея тенденцию отлагаться на внутренней поверхности бандажа, они увеличивают и без того достаточно высокие центробежные силы, вызванные вращением. Кроме того, при вращении рабочего колеса контакт между торцевой поверхностью рабочей лопатки и внутренней поверхностью бандажа не является плотным (если лопатка не припаяна к бандажу). Поэтому в застойных зонах отлагаются продукты коррозии, содержащие агрессивные вещества, при увлажнении которых при работе или стоянке развиваются процессы язвенной коррозии и

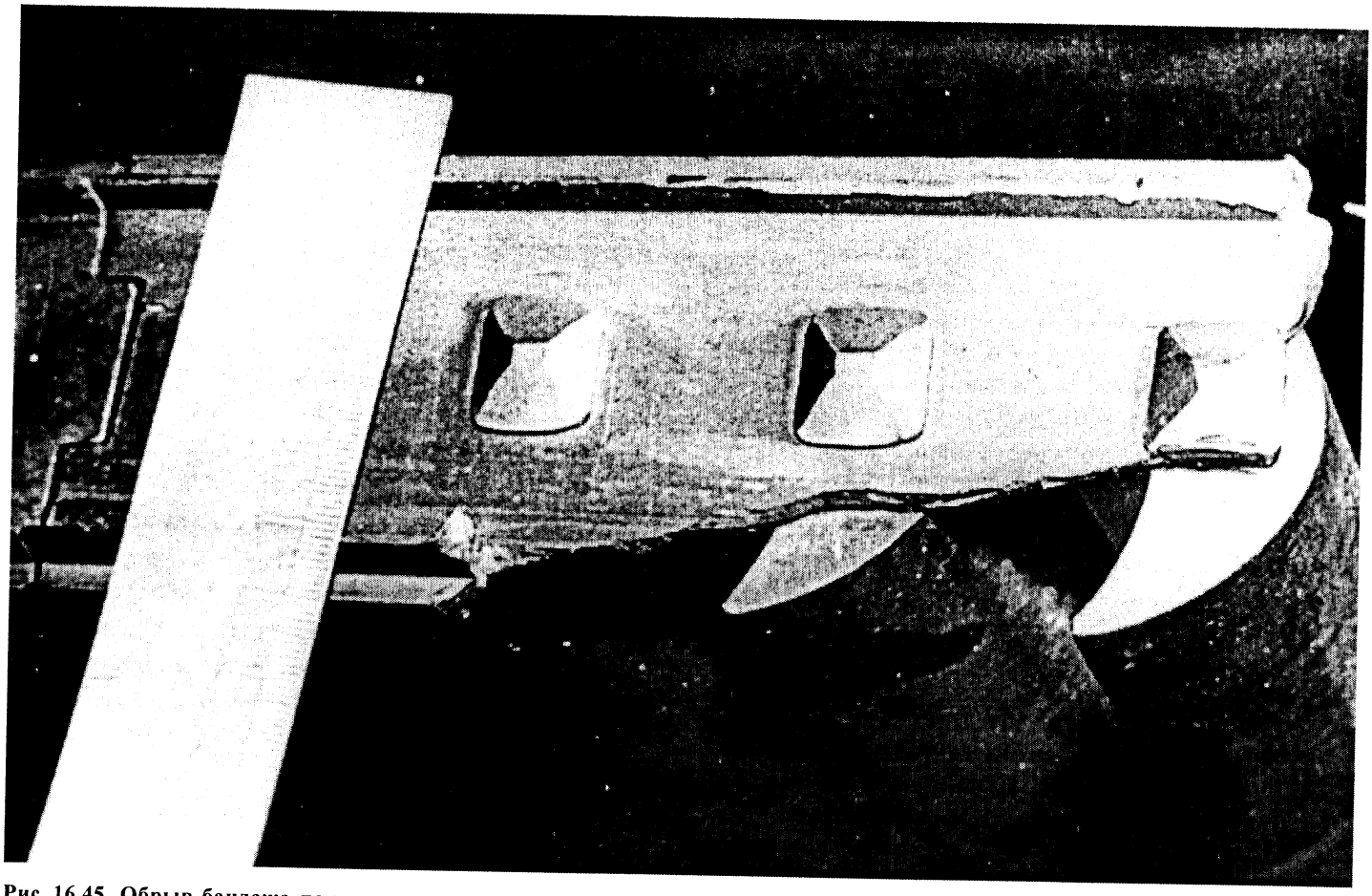


Рис. 16.45. Обрыв бандажа по трещинам, возникшим в углах отверстий под шипы

коррозионного растрескивания, приводящие в конечном счете к преждевременному разрушению.

Интегральные бандажи имеют существенные преимущества перед ленточными, поскольку они значительно прочнее, и поэтому они используются вплоть до рабочих лопаток последних ступеней. Для таких бандажей определенную опасность представляет эрозия, вызванная высокими скоростями соударения капель с металлом и большой периферийной влажностью.

Во многих случаях при вскрытии цилиндра турбины обнаруживается разрушение и рабочей лопатки, и бандажа (рис. 16.46). Установить первопричину разрушения в этом случае можно с помощью комплексного анализа. Анализ изломов (усталостный или вязкий) бандажа и лопатки позволяет судить о характере и в какой-то мере о причинах разрушения. Дополнительный расчетный анализ главных форм и собственных частот рабочих лопаток, а также частот возмущающих сил и их амплитуд позволяет с большой степенью вероятности установить уже причину разрушения.

Пример 16.10. В качестве примера поиска причин разрушения приведем качественный анализ разрушения пакета лопаток, показанного на рис. 16.46.

Прежде всего, следует проанализировать характер излома лопатки. Вязкий излом может свидетельствовать о попадании в турбину воды или постороннего предмета, вызвавших высокие напряжения изгиба. Косвенно об этом говорит забоина на соседней лопатке, но она могла быть и следствием удара по ней оторвавшейся лопатки. Рассмотрение излома показывает (рис. 16.47), что он носит явно усталостный характер: на нем видна притертая поверхность, «кольца» развития трещины, когда она достигла большого размера и, наконец, хрупкий отрыв. Значит, причиной поломки лопатки явилась усталость. Первая возможная причина усталостной поломки очевидна: наличие заклепки для крепления замковой лопатки к соседним вызвало дополнительную концентрацию напряжений в сечении хвостовика, близком к корневому. Правда, кажется странным, что в первую очередь не разрушилась замковая лопатка, ослабленная двумя заклепками, однако при размышлении это можно понять, поскольку всегда имеется разброс свойств, технологии изготовления и монтажа, поэтому замковая лопатка могла оказаться и прочнее.

Теперь предстоит задача установить, что произошло раньше: отрыв лопатки или разрушение бандажа, которое затем привело к усталостной поломке лопатки. Для отве-

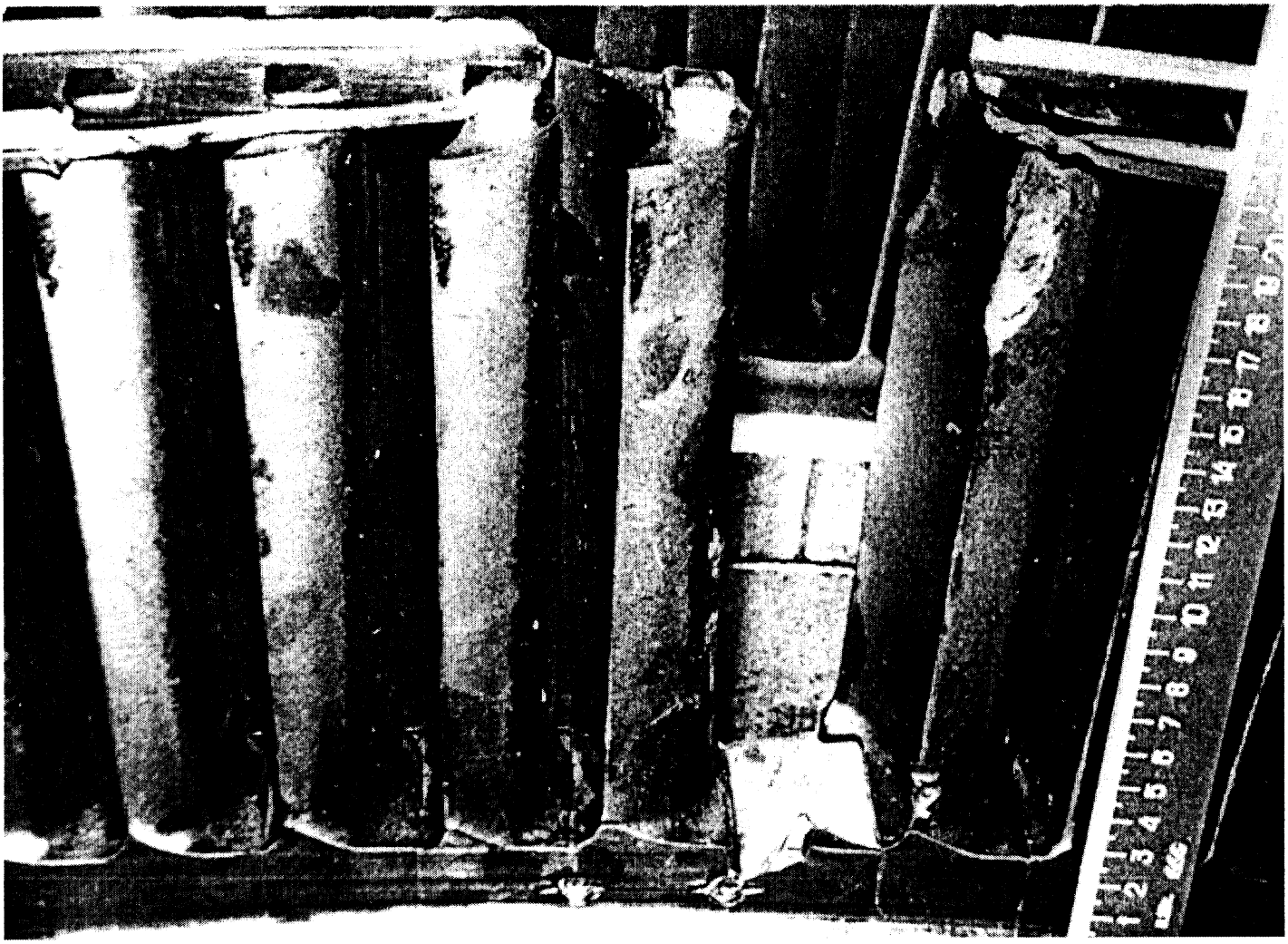


Рис. 16.46. Одновременное разрушение лопатки и ленточного бандажа

та на этот вопрос следует рассмотреть характер излома бандажа. Если он имеет явно выраженный вязкий характер, то ясно, что отрыв лопатки привел к последующей поломке бандажа. В этом случае следует искать причины поломки лопатки как элемента пакета. Прежде всего следует вычислить частоты несколько первых тонов колебаний пакета [тона A_0, B_0, A_1 и изгибно-крутильных колебаний (см. § 16.3)] и частоты возмущающих сил I рода $f'_в = kn$ и II рода $f''_в = nz_c$ и проверить возможность существования резонанса на рабочей частоте вращения. Как указывалось выше, турбинный завод при проектировании отстраивает пакеты от резонанса. Однако фактическое выполнение лопаток, например, замковых, неплотный монтаж лопаток на ободе диска, большие отклонения частоты сети от допустимой или длительная работа турбины при «проходных» резонансах или малых объемных пропусках пара, наконец, качество выполнения предшествующей диафрагмы, — анализ всех этих факторов позволит найти причину усталостного разрушения лопатки.

Продолжим рассмотрение аварии, показанной на рис. 16.46 и 16.47. Если характер излома бандажа усталостный, то можно предположить, что отрыв бандажа произошел раньше. В этом случае необходимо установить форму колебаний пакета, при которой произошла поломка. В рассматриваемой аварии на соседних (неразрушившихся) пакетах были обнаружены многочисленные трещины, идущие от углов шипов вдоль оси турбины. Это явно свидетельствовало об изгибно-крутильных колебаниях пакета. Если при этом оказывается, что и расчетный анализ свидетельствует о возможности резонанса, то причина разрушения может считаться установленной с большой степенью вероятности. При этом следует проверить, как изменяются частотные характеристики лопатки при обрыве бандажа и как изменится значение пакетного множителя χ (см. § 16.3), что даст дополнительную информацию для выяснения причин поломки.

Пример 16.11. В ЧНД мощной паровой турбины неоднократно наблюдались поломки второй ступени ЦНД. Установлено, что наиболее вероятной причиной поломок является обрыв ленточного бандажа с последующим попаданием одиночной лопатки в резонанс 8-кратности по первому тону тангенциальных колебаний.

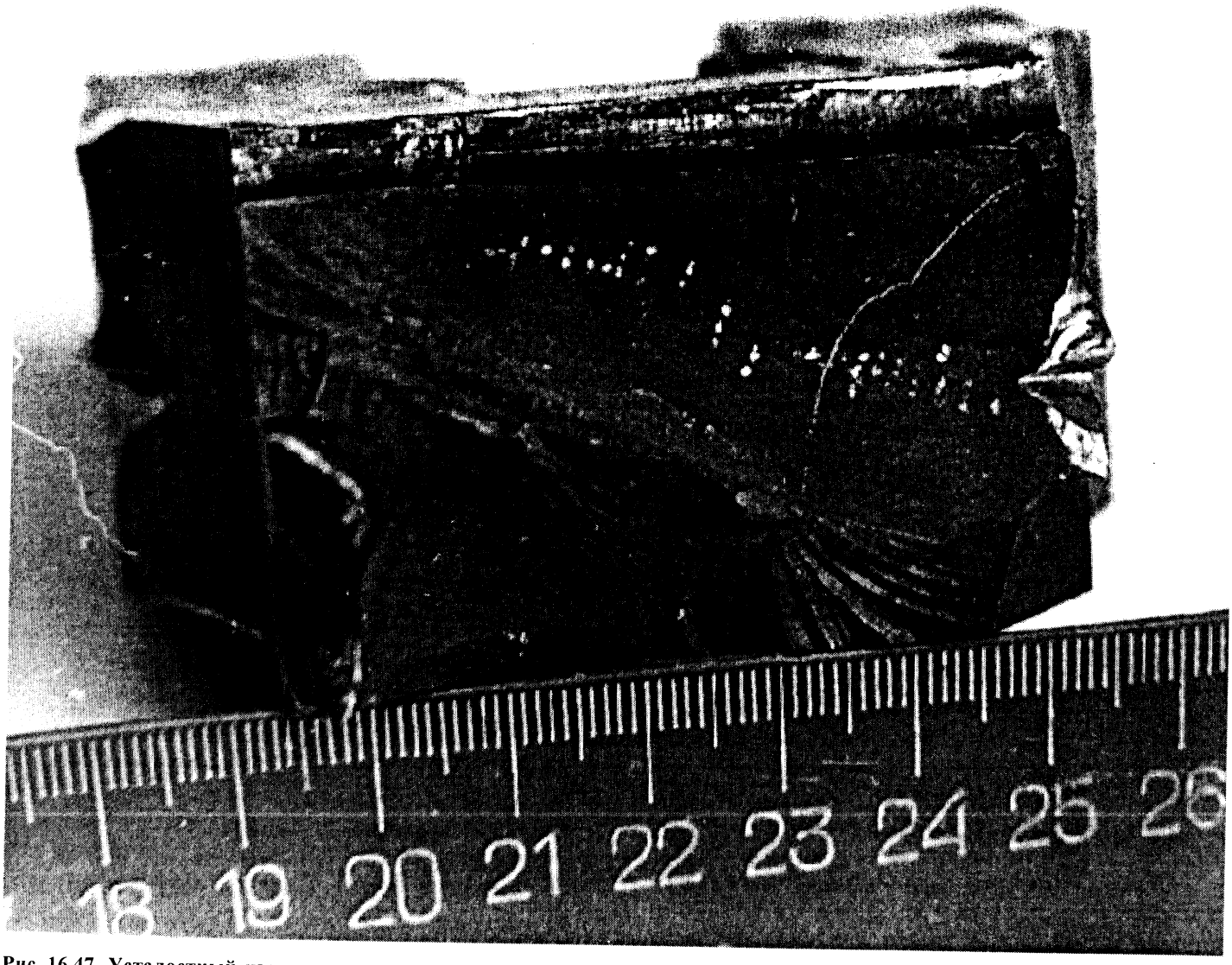


Рис. 16.47. Усталостный излом лопатки, показанной на рис. 16.46

16.9.3. Разрушение проволочных связей

Последствия разрушения проволочных связей зависят от их роли и назначения.

Разрушение проволочных связей, устанавливаемых для ликвидации определенных форм колебаний (например, типа В, см. рис. 16.19) приводит к возможности таких колебаний, и в случае резонанса происходит быстрое разрушение и рабочих лопаток.

Основное назначение демпферных проволочных связей — уменьшение резонансных напряжений путем демпфирования колебаний. Поэтому разрушение демпферных связей может привести к возрастанию напряжений во много раз (иногда на порядок) и также к быстрому разрушению рабочих лопаток.

В общем случае причины разрушения проволочных связей те же, что и бандажей: попадание в проточную часть посторонних предметов, усталостные поломки, вызванные переменными возмущающими силами, наличие отложений (особенно в затененных местах), содержащих агрессивные среды, эрозия и т.д. При этом следует иметь в виду, что если прочность лопаточных и интегральных периферийных бандажей в какой-то степени можно обеспечить изменением их толщины, то для проволок такая мера затруднительна из-за снижения КПД ступени.

16.9.4. Меры борьбы с разрушениями бандажей и связей

Меры борьбы с разрушениями бандажей и связей следуют из причин. Поломки, связанные с ошибками при проектировании новых ступеней, выявляемые обычно на начальных этапах эксплуатации головных турбин, устраняются на последую-

щих турбинах. После этого на передний план выходит строгое соблюдение технологии изготовления, сборки и последующего ремонта.

Ленточные бандажи и шипы на лопатках требуют выполнения в строгом соответствии с чертежами. Особое внимание уделяется обработке отверстий под шипы, являющимися концентраторами напряжений. После просечки отверстий бандажная лента обязательно проходит термообработку (отпуск) для снятия остаточных напряжений, возникших при просечке. Края отверстий не должны иметь надрывов и сильного смятия. Бандажная лента надевается на шипы лопаток под действием легких ударов молотка, а зазор между лентой и торцевой поверхностью лопатки не должен превосходить 0,1 мм. Излишний натяг посадки ленты на бандаж приводит при расклепке к расширению отверстия ленты, смятию и разрыву краев отверстий и последующему разрушению бандажа в условиях эксплуатации. Слишком большие зазоры между лентой и шипом не обеспечивают достаточных сил трения между поверхностями шипа и отверстия в ленте при расклепке и поэтому ослабляют соединение.

Исходная проволока, поступающая на завод для изготовления связей, в обязательном порядке проходит термообработку для повышения ее пластичности. Пайка связей к лопаткам должна быть качественной, а сочленения лопаток и демпферных связей строго соответствовать чертежу. Излишний натяг между проволокой и лопаткой приводит к отсутствию их взаимных смещений, уменьшению сил трения и снижению демпфирования. Наоборот, недостаточный контакт проволоки и лопаток приводит к снижению прочности бандажа и также недостаточному трению.

Контрольные вопросы

1. Что следует учитывать при оценке ущерба от аварии паровой турбины?
2. Назовите основные причины аварий рабочих лопаток.
3. Как отличить усталостный излом от изломов других типов?
4. Когда происходит отрыв лопатки при развитии усталостной трещины?
5. В двух рабочих лопатках длиной 100 и 1000 мм возникли одинаковые усталостные трещины в сечениях, в которых напряжения также одинаковы. Для какой из лопаток возникшая трещина представляет большую опасность?
6. Назовите основные виды колебаний рабочих лопаток.
7. Что представляет собой логарифмический декремент колебаний?
8. Что называют вибрационными характеристиками рабочих лопаток?
9. С какой частотой происходят вынужденные колебания?
10. Что такое резонанс?
11. Назовите возможные типы колебаний рабочих лопаток и их главные отличия друг от друга.
12. Назовите причины появления возмущающих сил в проточной части турбины.
13. Какие зоны лопаток являются наиболее вероятными для появления трещин усталости?
14. Сопловая решетка ступеней состоит из 80 лопаток. Частота вращения 50 1/с. Определите частоты возмущающих сил и оцените возможность резонанса, если средняя частота собственных колебаний рабочих лопаток 3969 Гц, а разброс частот на колесе ± 5 %?
15. Какие возмущающие силы не представляют опасности для лопаток турбин?
16. Почему перевязка лопаток в пакеты снижает уровень их вибрации?
17. Что такое порог развития трещины усталости?
18. Назовите меры по предупреждению усталости рабочих лопаток.
19. Что такое коррозионная усталость?
20. Назовите условия, при которых происходит образование язв на поверхности рабочих лопаток, и основные факторы, определяющие этот процесс.
21. Назовите основные особенности коррозионной усталости.
22. Назовите источники попадания агрессивных веществ в проточную часть турбины и механизмы их концентрирования.
23. Какую роль в коррозионной усталости играют твердые отложения на поверхности лопаток?
24. Назовите меры предупреждения коррозионной усталости.
25. Назовите последствия эрозионного износа рабочих лопаток.
26. Какие причины вызывают эрозию входных и выходных кромок рабочих лопаток?
27. Назовите основные источники капельной влаги в турбине, вызывающие эрозию рабочих лопаток.
28. Каковы основные стадии протекания процесса эрозии?
29. Назовите главные факторы, определяющие процесс капельной эрозии.
30. Какими мерами следует бороться с капельной эрозией?
31. В чем состоит явление абразивного износа и какие факторы его определяют?
32. Назовите источники абразивных частиц и меры борьбы с абразивным износом.
33. Каковы причины и меры борьбы с отрывом лопаток?
34. Каковы причины излома рабочих лопаток?
35. Назовите причины разрушения хвостовиков рабочих лопаток, бандажей и проволочных связей. Каковы последствия их разрушения?

Глава семнадцатая

РАЗРУШЕНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ РОТОРОВ И ИХ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ

17.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ И РАЗРУШЕНИЙ РОТОРОВ

Для роторов турбин характерны следующие повреждения:

1) внезапные хрупкие разрушения цельнокованых роторов с разделением на множество разлетающихся крупных и мелких фрагментов;

2) появление трещин на расточках, в ободьях дисков, придисковых галтелях и разгрузочных отверстиях высокотемпературных роторов вследствие исчерпания длительной прочности материала;

3) появление трещин на поверхности цельнокованых роторов в зоне концевых и диафрагменных уплотнений и в придисковых галтелях вследствие термической усталости материала;

4) появление трещин вследствие коррозии под напряжением на расточках насадных дисков, в ободьях, галтелях и разгрузочных отверстиях насадных дисков;

5) появление трещин в валах роторов вследствие многоцикловой усталости;

6) остаточные прогибы роторов вследствие задеваний, ползучести и других причин.

Рассмотрим эти явления подробнее.

17.2. ХРУПКИЕ ВНЕЗАПНЫЕ РАЗРУШЕНИЯ ЦЕЛЬНОКОВАНЫХ РОТОРОВ

17.2.1. Внезапные хрупкие разрушения и их причины

Хрупкие внезапные разрушения роторов являются наиболее опасными, поскольку они влекут за собой, как правило, полное разрушение всей турбины, серьезные повреждения другого оборудования, а иногда и человеческие жертвы. Такие разрушения происходят внезапно, и этим усугубляется тяжесть их последствий.

Следует подчеркнуть, что термин «внезапный» является условным. На самом деле «внезапному разрушению» почти всегда предшествует более или менее длительный «инкубационный» период, когда происходит накопление повреждений на микроуровне, затем появляется макротрещина, которая растет до критического размера. Последний этап роста трещины является очень быстрым, и поэтому он воспринимается как внезапный. Таким образом, *причиной внезапного хрупкого разрушения является существование в детали в какой-то момент времени дефектов критического размера.*

Появление и формирование критических дефектов может происходить на этапах производства роторов, в процессе длительной эксплуатации и даже относительно коротких отдельных операций на турбине.

Хрупкие разрушения могут возникнуть по следующим основным причинам:

1) из-за плохого качества материала ротора;

2) из-за высоких динамических напряжений при внезапной и сильной разбалансировке ротора;

3) при неправильном проведении пуска из холодного состояния.

Для исключения первой причины ротор в процессе всего производства проходит тщательный контроль. Особенно опасными являются флокены — газообразные (водородные) включения, образующиеся в отливке при неправильной технологии производства и в дальнейшем при проковке превращающиеся в сетку пятен и трещин.

Пример 17.1. На одной из ТЭС США произошел разрыв ротора ЦНД двухвальной турбины мощностью 165 МВт при опробовании автомата безопасности. При этом частота вращения на 8,6 % превысила номинальную. Ротор был разорван на четыре крупных куска, два из которых попали в конденсатор. Большое количество оторвавшихся мелких кусков вызвало такое повреждение соседнего оборудования, что это потребовало остановки всей станции. Причиной аварии явились хрупкость материала ротора и большое число флокенов, образовавшихся из-за неправильной технологии производства и недостаточного технологического контроля.

Аварии такого типа заставили искать эффективные методы обнаружения флокенов в толще поковок. Самым эффективным методом оказалась ульт-

развуковая дефектоскопия. *Поковка ротора, содержащая в себе флокены, бракуется.*

Трещины на внутренней поверхности осевого сверления ротора могут появиться в процессе эксплуатации в результате ползучести и исчерпания длительной прочности. Поэтому при капитальных ремонтах турбины, особенно прослужившей достаточно долгое время, необходимо тщательно осматривать расточку ротора, чтобы вовремя заметить образование таких трещин.

При внезапной разбалансировке ротора, например, при вылете длинной лопатки, появляется поперечная неуравновешенная сила. Она многократно усиливается, если после отключения генератора от сети турбина какое-то время работает на критической частоте вращения. Известно, что даже пластичные материалы при динамическом приложении нагрузки разрушаются хрупко. Таким образом, высокие динамические напряжения изгиба в разбалансированном роторе приводят к быстрому появлению трещины усталости, ее развитию и, наконец, хрупкому разрушению.

Особую опасность для роторов ЦВД и ЦСД представляют пуски из холодного состояния, если последние производятся слишком быстро и ротор не успевает прогреться.

Чтобы понять причину хрупкого разрушения в этом случае, напомним, что оно происходит при достижении трещиной критического размера, который определяется вязкостью разрушения материала K_{Ic}^2 и номинальными напряжениями σ:

$$l_{кр} \approx K_{Ic}^2/(\pi\sigma^2). \qquad (17.1)$$

Вязкость разрушения зависит от температуры (рис. 17.1): чем ниже температура, тем ниже вязкость разрушения. Понижение температуры ротора, например, со 100 до 60 °С уменьшает вязкость разрушения примерно в 2 раза, что, как видно из формулы (17.1), сокращает критический размер дефекта в 4 раза.

Дополнительное снижение K_{Ic} в условиях эксплуатации происходит вследствие высокотемпературного охрупчивания: с течением времени в материале происходят процессы миграции нечистот (сера, фосфор, мышьяк) на границы зерен, и материал становится хрупким.

Критический размер дефекта зависит и от напряжений. Если бы в роторе возникали напряжения только от центробежных сил, то опасности хрупкого разрушения не было бы, поскольку эти напряжения вдвое-втрое меньше предела текучести. Однако при пуске турбины сечение ротора прогревается неравномерно: температура внешних слоев растет быстрее, чем средняя температура сечения, во внутренних — наоборот. Поэтому при пуске в роторе возникают температурные напряжения, сжимающие его материал во внешних слоях и растягивающие во внутренних. Таким образом, на расточке ротора к растягивающим напряжениям от центробежных сил прибавляются растягивающие температурные напряжения. Это, как видно из формулы (17.1), дополнительно уменьшает критический размер дефекта. Таким образом, оказывается, что *при быстром пуске турбины из холодного состояния, когда вязкость разрушения материала ротора мала, а напряжения велики, даже небольшой дефект, совершенно не опасный при нормальной работе турбины, может привести к внезапному хрупкому разрушению ротора.* В практике эксплуатации было несколько случаев таких разрушений.

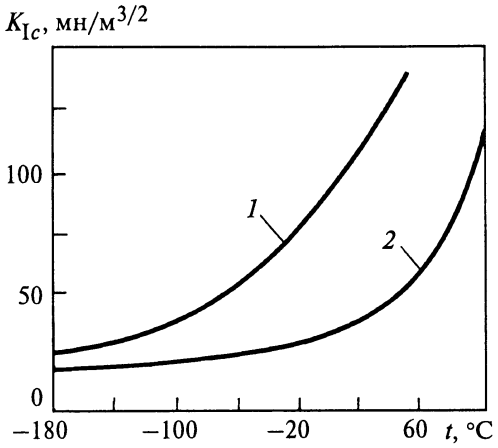


Рис. 17.1. Зависимость вязкости разрушения роторных сталей от температуры
1 — материал роторов ЦНД; *2* — материал высокотемпературных роторов

Пример 17.2. На рис. 17.2 показан пример хрупкого разрушения ротора вала низкого давления (номинальная частота вращения — 3600 об/мин), произошедшего при пуске из холодного состояния на американской станции. В результате аварии образовались 23 куска массой более 40 кг и один массой 800 кг. Причиной разрушения явились мелкие трещины, появившиеся возле неметаллических включений внутри ротора под действием малоцикловой усталости и ползучести, которые в процессе пусков (турбина прослужила 106 000 ч и пускалась 1245 раз из холодного и 150 раз из горячего состояния) объединились в магистральную трещину, достигшую критического размера, после чего и произошло разрушение.

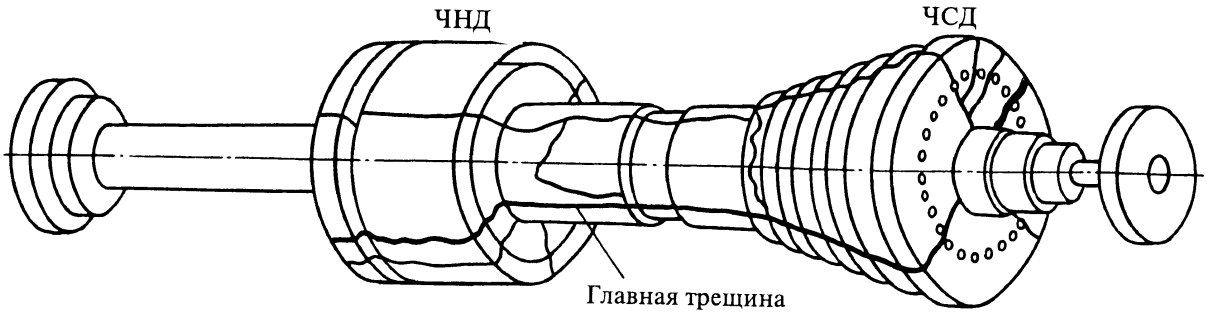


Рис. 17.2. Хрупкое разрушение ротора

Для исключения возможности хрупкого разрушения при пусках из холодного состояния пусковые инструкции обязательно предусматривают прогрев ротора на малой частоте вращения (когда напряжения от центробежных сил малы) для повышения на расточке ротора вязкости разрушения материала.

17.2.2. Предупреждение хрупких разрушений роторов

Поскольку первопричиной внезапных хрупких разрушений является существование трещины на расточке ротора, то главной мерой, предупреждающей внезапное хрупкое разрушение, является исключение появления трещин на расточке.

Для этого на заводе-изготовителе поковки и заводе-изготовителе турбины производится тщательный контроль в процессе производства. Итоговым контролем является балансировка ротора (холодного!) в специальной вакуумной камере на рабочей частоте вращения, которая одновременно является и проверкой ротора на хрупкое разрушение.

В условиях эксплуатации нельзя полностью исключить появление трещин на расточке, особенно после 20—30 лет эксплуатации. Оператор турбины должен всегда подозревать, что трещина существует и для исключения хрупкого разрушения ротора строго соблюдать простое правило: *ротор, непрогретый до 180—200 °С, не должен иметь частоту вращения большую 1400—1500 об/мин.*

Тем более при недостаточном прогреве должны быть исключены все операции, связанные с повышением частоты вращения: испытание автомата безопасности на срабатывание или на сброс нагрузки.

После определенной наработки, когда вероятность появления трещин на расточке возрастает, по специальной инструкции проводится периодический контроль осевого канала. Обычно его совмещают с ремонтом. *Режимы работы оборудования должны быть подобраны так, чтобы трещина, не обнаруженная имеющимися методами контроля, не могла за период между инспекциями вырасти до критического размера.*

При подозрении в появлении трещины в центральном канале целесообразно сократить время между инспекциями и в этот период использовать щадящие режимы эксплуатации, при которых:

работать с пониженной нагрузкой и сопловым парораспределением для снижения температуры пара в камере регулирующей ступени с целью уменьшения скорости роста трещин;

снизить температуру промперегрева (с одновременным снижением нагрузки для обеспечения допустимой влажности за последней ступенью);

ограничить число пусков из холодного состояния.

17.3. ИСЧЕРПАНИЕ РЕСУРСА ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ

17.3.1. Основные факторы, определяющие длительную прочность материала

Длительная прочность — это основной фактор, который определяет ресурс турбины. При длительном пребывании материала ротора в условиях высоких напряжений и температуры в нем накапливаются повреждения в виде пор и разрыхлений, которые затем сливаются в макротрещину, постепенно растущую даже в условиях постоянной нагрузки. При достижении трещиной критического размера происходит «внезапное» хрупкое разрушение.

Ресурс длительной прочности работающего в турбине ротора определяется тремя основными факторами:

температурой;

напряжениями;

длительностью пребывания ротора при высокой температуре (даже без напряжений).

Поэтому для турбин без промежуточного перегрева исчерпание длительной прочности в первую очередь происходит на поверхности осевой расточки под диском регулирующей ступени: здесь ротор омывается наиболее горячим паром, а напряжения, определяемые большой массой диска регулирующей ступени, максимальны.

Для турбин с промперегревом, как правило, более опасной зоной является поверхность осевого канала в зоне первой ступени ЦСД. Это связано с тем, что при одинаковых температурах свежего и вторично перегретого пара температура в первой ступени ЦСД оказывается больше, чем в регулирующей ступени ЦВД из-за меньшего теплоперепада. Кроме того, диск первой ступени ЦСД имеет больший диаметр, а его лопатки — бóльшую длину. Поэтому и напряжения от вращения оказываются более высокими.

Длительная прочность материала зависит не только от температуры и напряжения, но и от длительности пребывания материала в условиях высокой температуры даже при отсутствии напряжений. При таких условиях происходит «старение» материала: по границам его зерен выпадают карбиды, он становится более хрупким и его длительная прочность снижается. На рис. 17.3 показана полоса разброса длительной прочности (ограничена сплошными линиями) хромомолибденованадиевой стали, полученной из материала «свежего» ротора. Видно, что материал холодных зон (светлые символы) роторов, отработавших 130—140 тыс. ч имел такое же сопротивление длительной прочности. Однако материал высокотемпературных зон существенно «состарился», и его длительная прочность снизилась.

Пример 17.3. Оценить снижение срока службы ротора за счет старения материала (см. штриховые линии на рис. 17.3), если напряжение $\sigma = 100$ МПа, а температура $t = 520$ °С.

Значение параметра Ларсона—Миллера для исходного материала при заданном напряжении

$$P = (T_0 + 273)(20 + \lg t_p) = 21 \cdot 10^3.$$

Тогда время до разрушения

$$\lg t_p = \frac{21 \cdot 10^3}{(T_0 + 273)} - 20 = 6{,}482.$$

В состаренном состоянии $P' = 20 \cdot 10^3$ и $\lg t'_p = 5{,}221$. Таким образом, $t_p = 3\,032\,000$ ч, $t'_p = 166\,219$ ч, т.е. время до разрушения снижается в 18,2 раза.

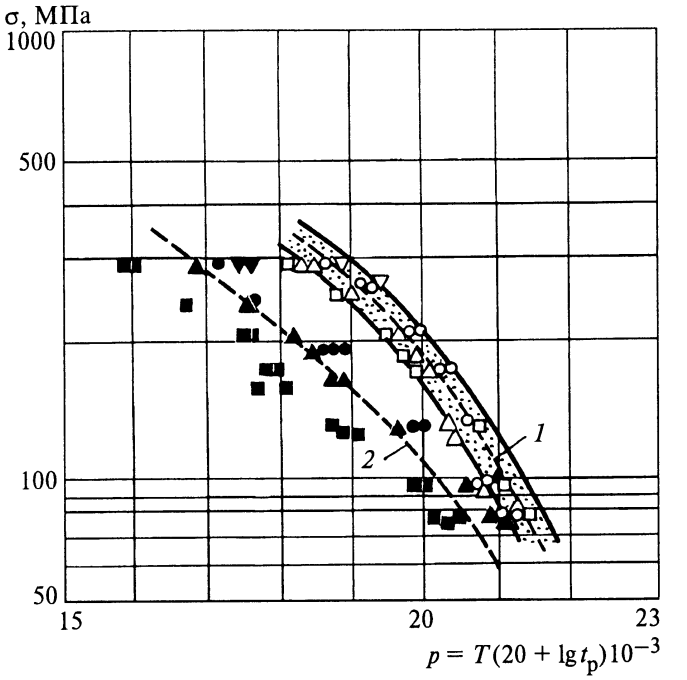


Рис. 17.3. Зависимость Ларсона—Миллера для хромомолибденованадиевой стали

1 — средняя линия для полосы результатов испытаний материала роторов в исходном состоянии (светлые точки — результаты испытаний материала низкотемпературных зон роторов после 130—140 тыс. ч эксплуатации); *2* — средняя линия для результатов испытаний высокотемпературных зон после 130—140 тыс. ч эксплуатации (темные точки)

Обнаружить эффект старения материала работающего ротора достаточно сложно, хотя и возможно с помощью тонких физических методов (например, по разрыхлению материала вследствие образования пор и снижения его плотности).

17.3.2. Предупреждение образования трещин в цельнокованых роторах вследствие исчерпания длительной прочности

Меры борьбы с образованием трещин длительной прочности следуют из их причин. В правильно спроектированном и изготовленном роторе, в частности, рассчитанном с учетом постепенного охрупчивания материала, досрочное появление трещин длительной прочности на расточке ротора может произойти только вследствие повышения температуры ротора. В свою очередь это возможно по двум причинам: из-за увеличения температуры пара перед ЦВД или ЦСД или из-за роста температуры пара в камере регулирующей ступени, например, при

уменьшении мощности турбины методом скольжения давления (см. рис. 11.12).

Пример 17.4. В камере регулирующей ступени турбины при номинальной нагрузке температура пара составляет 505 °С, а при разгружении на ночь на скользящем давлении при всех полностью открытых регулирующих клапанах на время 8 ч температура увеличивается на 10 °С. При аналогичном разгружении регулирующими клапанами температура снижается на 50 °С. Определить выработку ресурса длительной прочности после 100 000 ч эксплуатации при номинальной нагрузке и в двух рассмотреных режимах частичной нагрузки, если в состоянии установившейся ползучести напряжения на расточке σ_θ = 90 МПа. Длительная прочность материала подчиняется зависимости Ларсона—Миллера (см. рис. 17.3), которую можно аппроксимировать соотношением

$$P = T(20 + \lg t_p) \cdot 10^{-3} = (505{,}6 - 0{,}639\sigma)^{1/2}.$$

Определим выработку ресурса за 100 000 ч при номинальной нагрузке. Значение параметра Ларсона—Миллера

$$P = (505{,}6 - 0{,}639 \cdot 90)^{1/2} = 21{,}168.$$

Тогда

$$\lg t_p = 21{,}168 \cdot 10^3/(505 + 273) - 20 = 7{,}208,$$

т.е. время разрушения при работе с номинальной нагрузкой составит $t_p^{(ном)} = 16{,}14 \cdot 10^6$ ч, и выработка ресурса за 100 тыс. ч:

$$\lambda_{ном} = 100\,000/(16{,}14 \cdot 10^6) = 0{,}0062 = 0{,}62\ \%.$$

При работе на скользящем давлении

$$\lg t_p^{(ск)} = 21{,}168 \cdot 10^3/(515 + 273) - 20 = 6{,}864.$$

Тогда время до разрушения при этом режиме $t_p^{(ск)} = 7{,}31 \cdot 10^6$ ч. Выработка ресурса за 100 000 ч составит:

$$\lambda_1 = \frac{2}{3}\lambda_{ном} + \frac{1}{3}\,100\,000/t_p^{(ск)} = 0{,}87\ \%,$$

т.е. выработка ресурса увеличивается почти в 1,5 раза.

Для случая регулирования нагрузки турбины регулирующими клапанами при постоянном начальном давлении время до разрушения составит $t_p^{(пост)} = 1$ млрд ч, т.е. при этом режиме поврежденность практически не вносится и выработка ресурса составит

$$\lambda_2 = \frac{2}{3}\lambda_{ном} = 0{,}41\ \%.$$

Конечно, из этого примера вовсе не следует, что применение режима скользящего давления нецелесообразно.

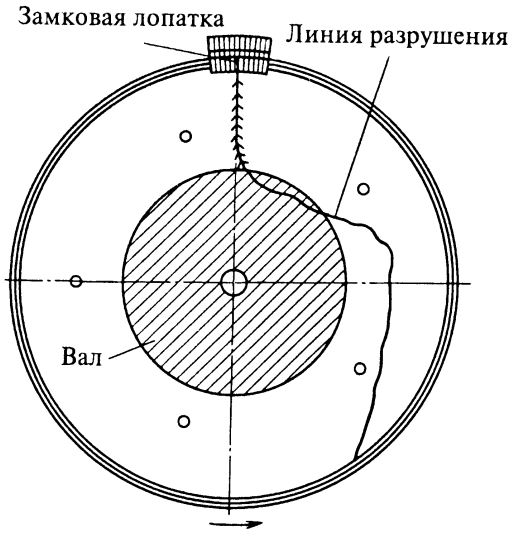


Рис. 17.4. Разрыв диска вследствие трещины, появившейся в результат исчерпания длительной прочности

Для исключения повышения температуры в камере регулирующей ступени скольжение следует осуществлять на части полностью открытых регулирующих клапанов.

Трещины длительной прочности могут возникать не только на расточках роторов, но и в придисковых галтелях и ободьях дисков, где расположены хвостовые соединения.

Пример 17.5. На рис. 17.4 схематично показан диск первой ступени ЦСД турбины мощностью 125 МВт, разрушившейся вследствие исчерпания длительной прочности после менее чем 2-х лет службы. Трещина возникла в зоне двух отверстий под заклепки замковой лопатки, затем она развивалась до критического размера, после чего произошел вырыв сегмента в 160°.

Пример 17.6. На рис. 17.5 показано разрушение от исчерпания длительной прочности пазов под хвостовики на барабанных роторах американских турбин, прослуживших всего 7 мес. В последних двух случаях причиной исчерпания длительной прочности явилась низкая длительная пластичность материала ротора.

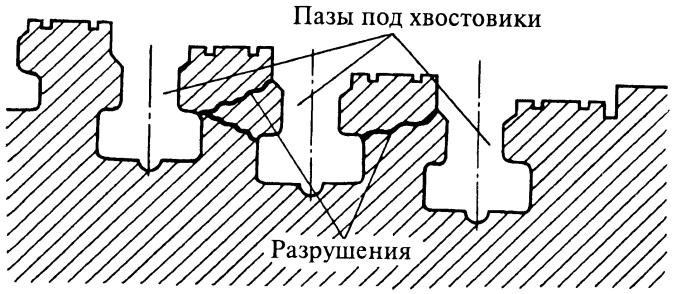


Рис. 17.5. Разрушение хвостовых соединений вследствие исчерпания длительной прочности

17.4. ТЕРМИЧЕСКАЯ УСТАЛОСТЬ РОТОРОВ

Трещины в роторах турбин могут образовываться не только на внутренней расточке, но и на поверхности вследствие малоцикловой (термической усталости).

Выше отмечалось, что высокие температурные напряжения в сочетании с напряжениями от центробежных сил могут привести к недопустимому возрастанию напряжений на расточке ротора и его внезапному хрупкому разрушению. Однако при пуске еще большие температурные напряжения возникают в роторе на его поверхности, которая имеет непосредственный контакт с паром. Эти напряжения многократно усиливаются концентрацией напряжения. Даже при умеренных скоростях пуска турбин в местах концентрации напряжений возникают столь значительные напряжения, что происходит пластическое течение материала. Это приводит к тому, что при выходе агрегата на стационарный режим в роторе появляются остаточные напряжения, которые релаксируют и вызывают накопление повреждений в материале за счет ползучести. При многократном повторении таких пусковых напряжений в роторе возникают трещины малоцикловой (термической) усталости.

Трещины термической усталости обычно возникают в тех местах турбины, где температура изменяется наиболее значительно, где она достигает максимальных значений и имеются резкие переходы, надрезы, галтели и т.д. Как правило, это область первой ступени ЦВД и ЦСД и зона уплотнений первой диафрагмы или ближайшего отсека концевого уплотнения. Особую опасность представляют тепловые (компенсационные) канавки. В этих местах напряжения могут в 5—6 раз превышать так называемые номинальные напряжения (в предположении отсутствия тепловых канавок). Другим слабым местом является галтель между диском первой ступени и валом (рис. 17.6), которая подвергается тщательной профилировке для уменьшения концентрации температурных напряжений.

Пример 17.7. На рис. 17.6 показан ротор ЦВД с трещинами термической усталости, возникшими в придисковых галтелях первых ступеней японской турбины.

В настоящее время считается общепринятым, что температурные напряжения в роторах ЦВД и ЦСД — главный фактор, ограничивающий скорость пусков и нагружения турбины.

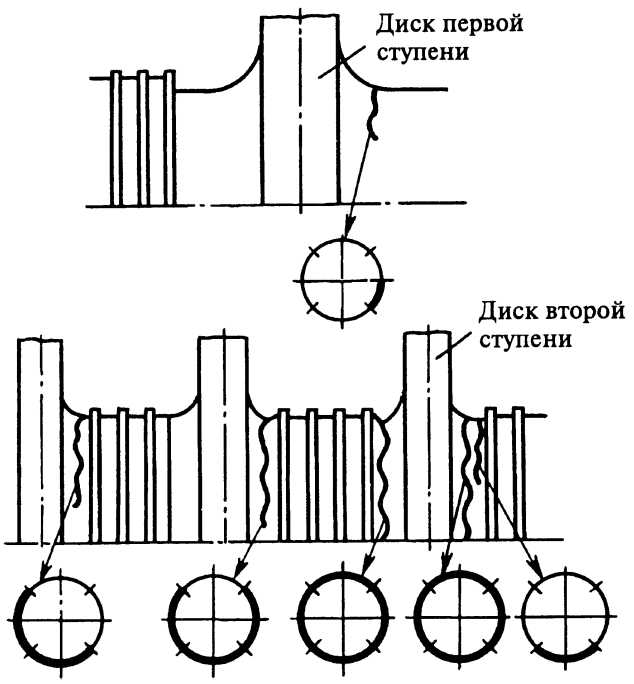


Рис. 17.6. Трещины термической усталости в турбине мощностью 125 МВт после 369 пусков

Меры предупреждения образования трещин термической усталости диктуются причинами, которые ее вызывают. Основная причина — это циклические пластические деформации, вызываемые стесненностью тепловых расширений отдельных зон ротора из-за его неравномерного прогрева, главным образом, по радиусу.

Возникающая по радиусу разность температур определяется двумя основными факторами: разностью температур пара и поверхности детали (температурным напором) и интенсивностью теплообмена между паром и поверхностью металла. Интенсивность теплообмена определяется характером теплообмена и скоростью пара относительно ротора.

Очень велика интенсивность теплообмена, когда пар попадает на поверхность ротора с температурой, меньшей температуры насыщения. В этом случае происходит конденсация пара на поверхности ротора, идущая до тех пор, пока поверхность ротора не достигнет температуры насыщения и не превысит ее. Процесс конденсации на поверхности вращающегося ротора практически не изучен, по-видимому, он имеет нестабильный характер. Чаще всего конденсация пара происходит при пуске турбины из холодного состояния и других нестационарных режимов, когда металл имеет низкую температуру, а давление увеличивается чрезмерно быстро, вместе с которым растет температура насыщения.

При течении сухого насыщенного и перегретого пара интенсивность теплообмена в основном определяется скоростью пара относительно ротора. В диафрагменных уплотнениях она в первую очередь зависит от протечки пара, которая, как известно из теории паровых турбин, определяется мощностью турбины: с ростом мощности от холостого хода до максимальной интенсивность теплообмена увеличивается в 8—10 раз.

Основная мера, предупреждающая появление трещин термической усталости в роторах — это поддержание в процессе пусков, разгружений—нагружений и остановок температуры пара, мало отличающейся от температуры металла, что обеспечивает малые переходные температурные напряжения. В свою очередь для этого требуется тщательное выполнение инструкции по эксплуатации, в частности, графиков пуска, остановки и скоростей разгружения-нагружения, поскольку они составлены прежде всего из соображения исключения высоких температурных напряжений.

Пример 17.8. На рис. 17.7 и 17.8 показаны графики изменения температур, мощности и разностей температур по радиусу роторов в первых ступенях ЦВД и ЦСД турбины мощностью 300 МВт для двух случаев ночного разгружения и утреннего нагружения. На рис. 17.9 приведены вероятности появления трещины термической усталости в наиболее напряженном роторе ЦВД в зависимости от числа разгружений—нагружений для этих двух режимов.

В первом случае (см. рис. 17.7) разгружение и нагружение осуществлялось плавно со скоростями соответственно 3,8 и 2,6 МВт/мин с поддержанием постоянной температуры пара на входе в цилиндр и без глубокого охлаждения ротора ЦВД. Соответственно вероятность появления трещин в роторах (см. рис. 17.8) весьма мала. Даже если турбина будет разгружаться и нагружаться ежедневно (что для теплофикационной турбины нереально), то она может проработать более 40 лет.

Во втором случае (см. рис. 17.8) при разгружении, даже несмотря на то, что его скорость была меньше, чем в первом случае, разности температур по радиусу оказались вдвое больше и связано это с глубоким уменьшением температуры в камере регулирующей ступени. Далее, нагружение турбины на отдельных этапах велось с совершенно недопустимыми скоростями (максимально допустимая за-

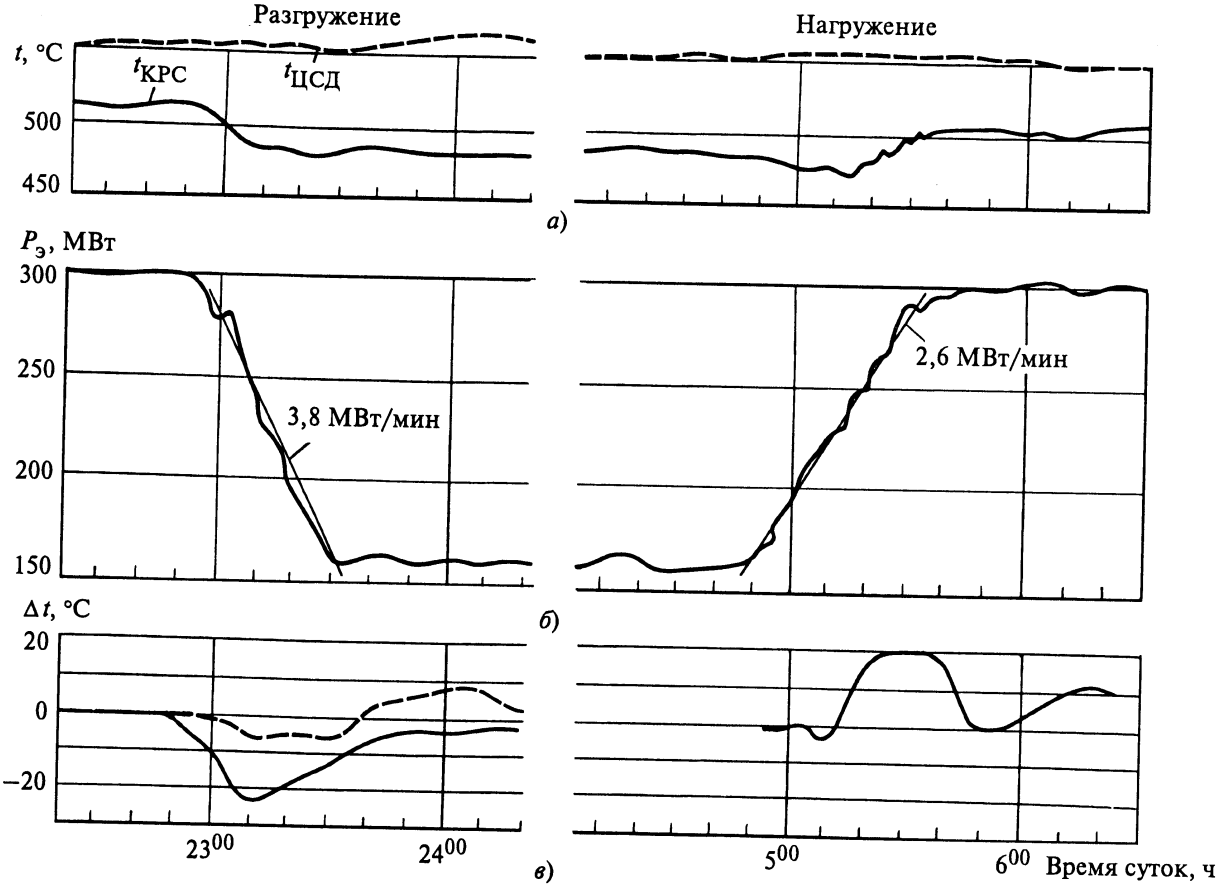


Рис. 17.7. Режимы разгружения—нагружения турбины мощностью 300 МВт в соответствии с инструкцией
а — изменение температур пара КРС (сплошные) и перед ЦСД (штриховые); *б* — изменение мощностей турбины; *в* — возникающие разности температур по радиусу в РВД (сплошные) и РСД (штриховые)

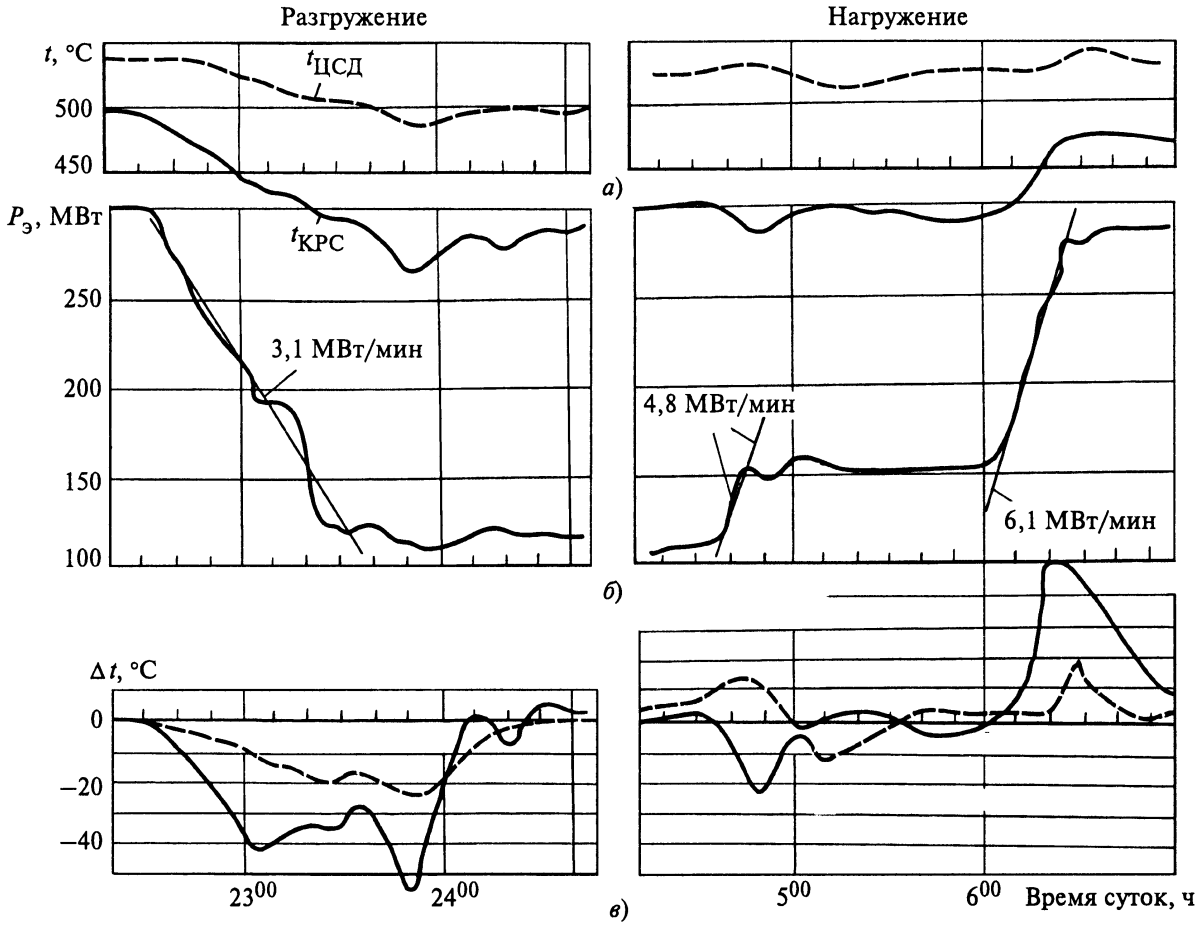


Рис. 17.8. Режимы разгружения—нагружения турбины мощностью 300 МВт при отклонении от графиков-заданий
а — изменение температур пара КРС (сплошные) и перед ЦСД (штриховые); *б* — изменение мощностей турбины; *в* — возникающие разности температур по радиусу в РВД (сплошные) и РСД (штриховые)

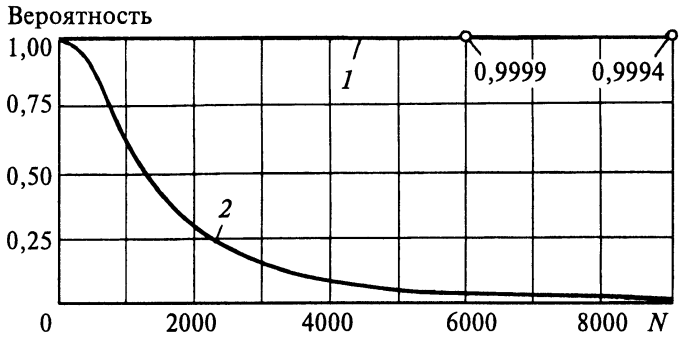


Рис. 17.9. Зависимость вероятности непоявления трещины в РВД от качества ведения режимов
1 — режимы, показанные на рис. 17.7; *2* — режимы, показанные на рис 17.8; *N* — число разгружений—нагружений

водом-изготовителем скорость находится на уровне 4,5 МВт/мин) и, главное, с большой скоростью повышения температуры пара. Если такое ведение режима будет нормой, то, как видно из рис. 17.9, уже после 9000 пусков (30 лет при 300 разгружениях—нагружениях в год) практически все турбины будут иметь трещины. Приведенный пример очень ярко иллюстрирует, что для предупреждения образования трещин важна не столько скорость изменения мощности (которая является косвенным, но очень удобным параметром, характеризующим возникающие температурные напряжения), сколько скорость изменения температуры пара. Кроме того, он отвергает широко бытующее мнение о безопасности, в отличие от пусков и остановок, любых изменений нагрузки. Это справедливо только при грамотном ведении этих режимов.

Следует подчеркнуть, что исключить полностью температурные напряжения путем сдерживания скорости изменения температуры пара невозможно, в этом нет необходимости и даже вредно. Дело в том, что медленное изменение температуры пара в переходных режимах приводит к увеличению их длительности и к большим экономическим потерям из-за работы оборудования в нерасчетных условиях.

Основная термоусталостная поврежденность вносится в материал ротора при пусках турбины, и она определяется двумя основными условиями: температурным состоянием турбины и состоянием обо-

рудования турбоустановки перед пуском и изменением начальных параметров пара в процессе пуска.

17.5. ПОВРЕЖДЕНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ НАСАДНЫХ ДИСКОВ И ВАЛОВ

Разрушение дисков является одной из наиболее тяжелых аварий, поскольку оно, как правило, не только влечет за собой полное разрушение турбины, но и наносит серьезный урон соседнему оборудованию.

К разрушению дисков практически всегда приводит разгон машины при отказе систем регулирования и защиты. Это связано с тем, что диски так же, как и рабочие лопатки, являются очень напряженными деталями, причем их напряженность примерно пропорциональна квадрату частоты вращения. Поэтому *содержание в идеальном состоянии систем регулирования и защиты является непременным условием исключения разгона турбины при резком сбросе нагрузки и отключении генератора от сети.*

К разрыву диска может привести некачественный металл, из которого он изготовлен, или неправильная его обработка. Следует подчеркнуть, что изготовление качественных поковок дисков в соответствии с теми высокими требованиями, которые к ним предъявляются, сложная технологическая задача.

В процессе изготовления диски проходят тщательный технологический контроль, а изготовленный ротор в специальной вакуумной камере разгоняется до рабочей частоты вращения при балансировке. Поэтому разрывы дисков — авария крайне редкая. Основной причиной разрыва дисков в условиях эксплуатации являются трещины, появляющиеся в результате усталости или коррозионного растрескивания под напряжением.

17.5.1. Коррозионное растрескивание дисков

Коррозионное растрескивание под напряжением — это явление появления и роста трещины в детали при постоянном действии напряжения в агрессивной среде.

Как показывает опыт эксплуатации, трещины коррозии под напряжением могут возникнуть в любом месте диска. Однако чаще всего они появляются в зонах концентрации напряжений и особенно там, где существуют условия для образования и сохранения достаточно длительное время концентрированных растворов, например, из-за их выпаривания.

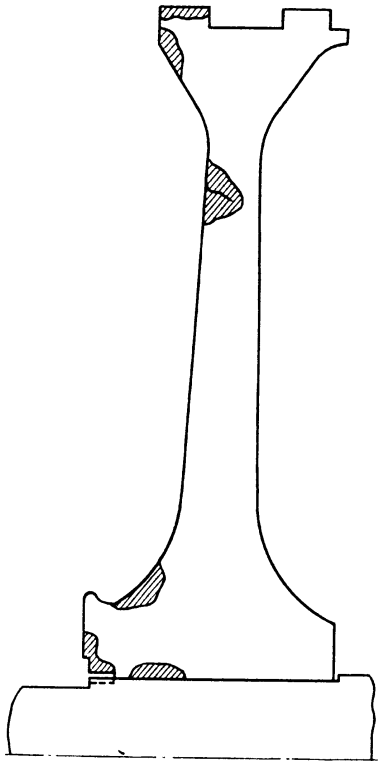


Рис. 17.10. Зоны появления (заштрихованы) трещин коррозии под напряжением в дисках турбин

Пример 17.9. На рис. 17.10 показаны зоны коррозионного растрескивания дисков роторов низкого давления американских турбин. Статистика, собранная к 1981 г., показала, что коррозионные разрушения возникли на 131 диске, причем 38 % разрушений происходило в зоне хвостового соединения (рис. 17.11), 29 % — на боковых поверхностях дисков, 26 % — в шпоночных пазах и лишь 4 % — на поверхности расточки.

Наибольшую опасность представляет появление трещины на расточке, поскольку это грозит разрывом диска и разрушением всей турбины.

Пример 17.10. Поучительной с этой точки зрения является авария с английской паровой турбиной мощностью 87 МВт. Авария привела к практически полному разрушению турбины и повреждениям двух соседних турбоагрегатов. Валопровод турбины был хрупко сломан в пяти сечениях, разорвались три диска в одном из ЦНД, и было разрушено облопачивание в других цилиндрах. Причиной аварии послужило образование трещин коррозии под напряжением (рис. 17.12) в полукруглых пазах под осевые шпонки. Возникшая трещина росла, и ее длина достигла критического значения. В момент стандартной операции по опробованию автомата безопасности, когда турбина достигла частоты вращения 53,3 1/с, произошел разрыв диска, повлекший за собой разрушение всей турбины.

Последствия этой аварии заставили персонал электростанций провести тщательный осмотр турбин с аналогичными дисками. В результате осмотра 810 дисков на

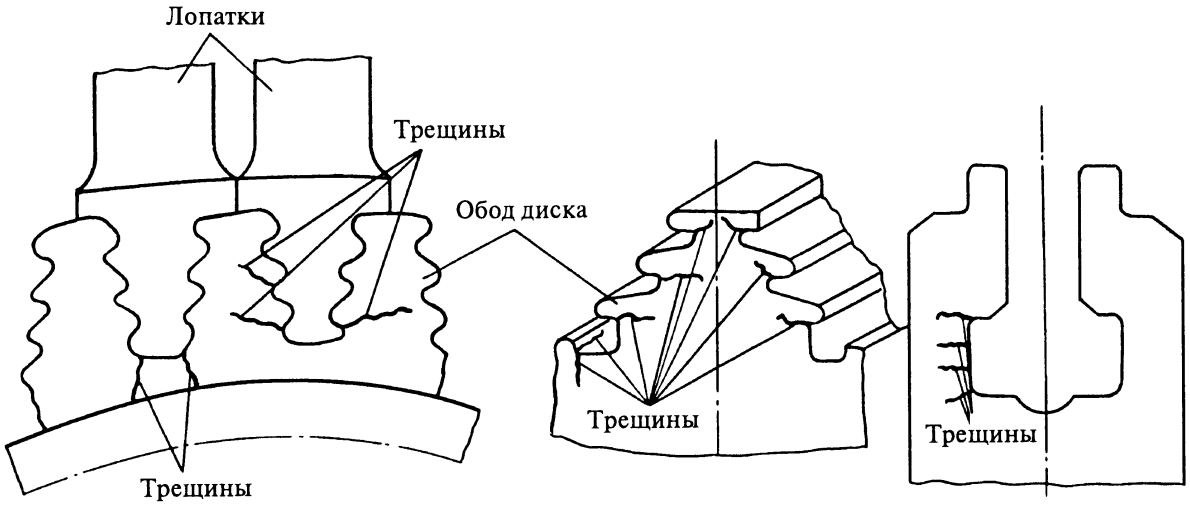


Рис. 17.11. Трещины коррозии под напряжением в зоне хвостовых соединений

102 роторах коррозионные трещины были обнаружены на 50 роторах, а число поврежденных дисков составило 124. Все трещины возникали в зоне перехода от перегретого пара к влажному.

В середине 80-х годов на дисках некоторых теплофикационных турбин на ТЭЦ с барабанными котлами также появились коррозионные повреждения. Предполагается, что главной причиной их возникновения является плохое качество пара, поступаю-

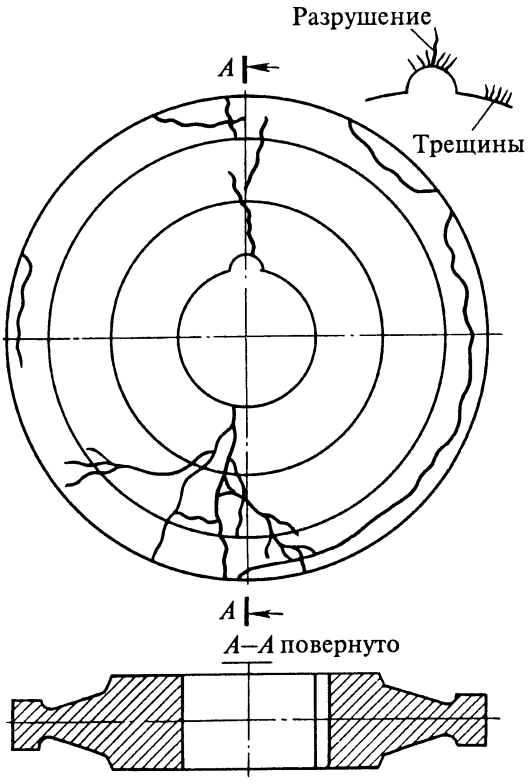


Рис. 17.12. Разрыв диска турбины вследствие трещины коррозии под напряжением



Рис. 17.13. Трещины коррозии под напряжением на торцевой поверхности втулки диска в районе шпоночного паза

щего в турбину. Ухудшение качества пара вызывается присосами сырой воды в конденсаторе и сетевых подогревателях, а также подачей питательной воды на впрыск в паропроводы свежего пара для регулирования его температуры.

Характерные зоны появления трещин вследствие коррозии под напряжением приведены на рис. 17.13—17.15.

Рассмотрим явление коррозионного растрескивания. Если некоторый образец, не имеющий дефектов, нагрузить постоянным напряжением и поместить в агрессивную среду, то его дальнейшая «жизнь» будет состоять из трех стадий.

Первая стадия, или инкубационный период протекает без каких-либо видимых изменений. Его фи-



Рис. 17.14. Трещины коррозии под напряжением в отверстиях под заклепки вильчатого хвостового соединения



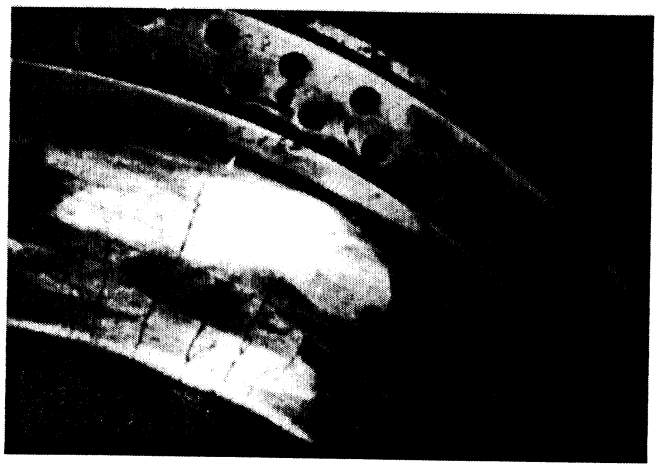


Рис. 17.15. Трещины коррозии под напряжением у разгрузочного отверстия и на полотне дисков

налом является появление небольшой трещины. Вторая стадия — это рост трещины вплоть до достижения третьей стадии — достижения критического коэффициента интенсивности K_{1c} и практически мгновенного разрушения.

На различных стадиях коррозионного растрескивания действуют различные механизмы и поэтому влияние отдельных факторов оказывается разным.

Прежде всего, одним из главных определяющих факторов является агрессивность среды. Все коррозионные разрушения дисков происходят в зоне расширения пара, близкой к фазовому переходу. Здесь действуют те же механизмы концентрирования агрессивных примесей, которые рассматривались выше (см. § 16.4): появление первых насыщенных агрессивными веществами капель конденсата, циклическое подсушивание и увлажнение отложений в застойных зонах (зазорах в шпоночных пазах, хвостовых соединениях и т.д.). *Чем выше концентрация агрессивных примесей, тем менее коротким является инкубационный период и тем быстрее развивается возникшая коррозионная трещина.* Очень большое влияние на инкубационный период оказывают напряжения, с ростом которых инкубационный период также сокращается. На рис. 17.16 показано совместное влияние агрессивности среды и напряжений на время до появления трещины коррозии под напряжением для роторных сталей ЦНД. В водном растворе NaOH в количестве 28—35 % инкубационный период снижается примерно в 10 раз по сравнению с испытаниями в чистом паре.

Повышение напряжений вдвое, например, вследствие концентрации напряжений, приводит к уменьшению инкубационного периода в 8—10 раз. Рис. 17.16 очень хорошо объясняет, почему именно коррозионное растрескивание возникает в зоне фазового перехода и чаще всего в зонах концентрации

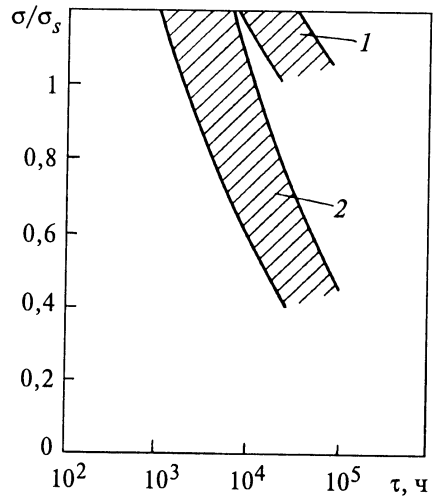


Рис. 17.16. Время до появления трещин коррозии под напряжением в дисковом материале в зависимости от приложенного напряжения в паре (*1*) и в концентрированном растворе щелочи (*2*)

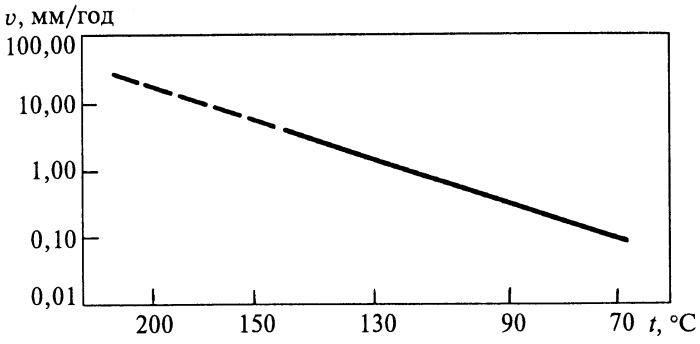


Рис. 17.17. Влияние температуры на скорость роста трещины коррозии под напряжением в агрессивной среде

напряжений (в шпоночных пазах и хвостовых соединениях).

Температура очень серьезно влияет на скорость распространения трещины коррозии. Из рис. 17.17 видно, что при повышении температуры с 70 до 120 °С скорость роста трещины увеличивается примерно с 0,1 до 15 мм/год. Отсюда становится ясным, что диски, работающие в зоне фазового перехода турбины Т-100/110-12,8 ТМЗ, более склонны к коррозионному растрескиванию, чем, например турбины Т-180/210-12,8 ЛМЗ. Процесс расширения пара в турбине Т-180/210-12,8 вследствие наличия промежуточного перегрева в h, s-диаграмме располагается существенно правее, чем в турбине Т-100/110-12,8. Поэтому процесс расширения пересекает нижнюю пограничную кривую $x = 1$ в точке, где температура конденсации существенно меньше, и поэтому скорость роста коррозионной трещины также меньше.

Основные меры борьбы с коррозионным растрескиванием дисков осуществляются на этапе конструирования и изготовления. Очень важными этапами являются выбор материала и качество поковки, из которой изготавливается диск. Закалка диска на высокий предел текучести с целью увеличения коэффициента запаса по статической прочности весьма существенно увеличивает скорость роста трещины. Поэтому и при изготовлении диска, и при ремонте (например, при его снятии с вала с помощью нагрева) следует обеспечить условия, когда исключается закалка его материала.

При изготовлении отливки должна тщательно соблюдаться технология, сводящая к минимуму загрязнение материала фосфором, серой, мышьяком и другими примесями, которые приводят к охрупчиванию материала, снижению K_{1c} и повышению вероятности коррозионного растрескивания.

Диски, которые могут попадать в зону фазового перехода при изменении режима работы, не должны иметь осевых шпонок. Крутящий момент при временном ослаблении посадки должен передаваться торцевыми шпонками (см. рис. 3.19).

Кардинальным решением вопроса является исключение из использования для РНД сборных роторов (с насадными дисками). Сварные и цельнокованые ротора имеют меньшие напряжения, что позволяет выполнить их из более «мягкого» материала; отсутствие посадки позволяет исключить очень напряженную зону в области ступицы, омываемую паром с агрессивными примесями.

Задача персонала ТЭЦ в предупреждении коррозионного растрескивания дисков прежде всего состоит в тщательном поддержании технологии ремонта. Особенно тщательно следует соблюдать предусмотренные ремонтным регламентом натяги посадки в хвостовых соединениях. Повышенные монтажные напряжения, например, вследствие натяга в замках, препятствующих разгибу щек диска (см. рис. 3.7, *г*) или хвостовика, излишний натяг при установке штифтов хвостовиков (особенно, замковых лопаток) вполне может привести к появлению трещин коррозии под напряжением.

17.5.2. Вибрация дисков

Вибрация дисков и связанные с ней усталостные разрушения происходят под действием периодических импульсов со стороны парового потока. Природа возникающих внешних импульсов не отличается от природы импульсов, вызывающих вибрацию рабочих лопаток.

Подобно тому, как рабочие лопатки имеют различные тона колебаний, характеризующиеся соответствующими значениями собственных частот и форм колебаний, диски турбин также имеют бесконечное число собственных частот и форм колебаний. Из них наибольшее значение имеют две формы колебаний: зонтичная и веерная.

При **зонтичных колебаниях** все точки диска перемещаются во времени, за исключением точек, геометрическое место которых представляют собой окружности. В простейшем случае такой окружностью может быть окружность примыкания полотна диска к ступице. На рис. 17.18, *а* показана форма колебаний диска с одной окружностью: при колебаниях точки окружности в пространстве не перемещаются, а точки, расположенные внутри и вне ее,

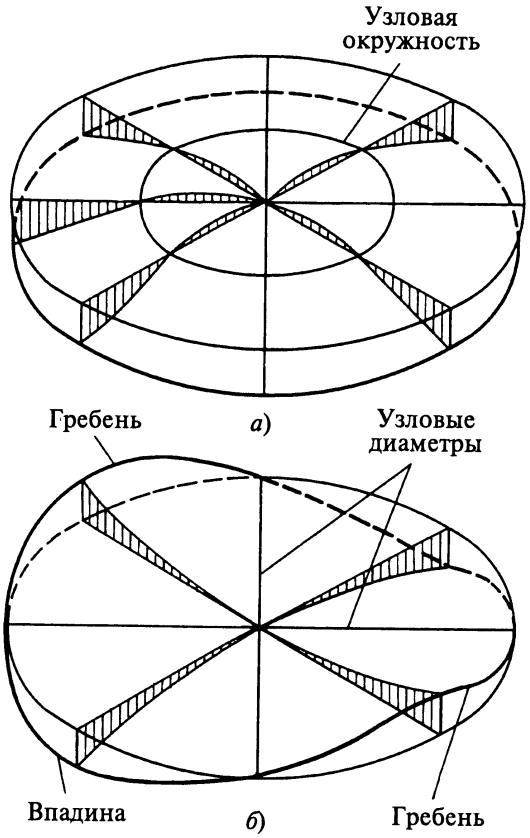


Рис. 17.18. Зонтичные (*а*) и верные (*б*) формы колебаний дисков

колеблются в разных фазах. На диске могут быть две, три и более узловых окружностей.

В паровых турбинах практически отсутствуют условия для возникновения резонансных зонтичных колебаний, поэтому они не играют существенной роли.

Гораздо большее значение имеют **веерные колебания** (рис. 17.18, *б*), при которых неподвижными (узловыми) являются диаметры, а соседние области колеблются в разных фазах. Опасными для турбинных дисков являются веерные колебания с числом узловых диаметров от двух до шести.

Так же, как и при вибрации рабочих лопаток, вибрация рабочих дисков опасна тогда, когда наблюдается резонанс, т.е. совпадение частоты собственных колебаний вращающегося диска с частотой возмущающей силы, и когда возмущающие силы достаточно велики. Опасным вибрациям подвержены только тонкие диски, частота собственных колебаний которых мала. Для исключения возможности резонанса диск «настраивают», снимая с его боковых поверхностей часть металла (без снижения его сопротивления разрыву) для изменения частоты собственных колебаний.

Для толстых дисков, в частности, для дисков последних ступеней, размеры ступиц и обода велики,

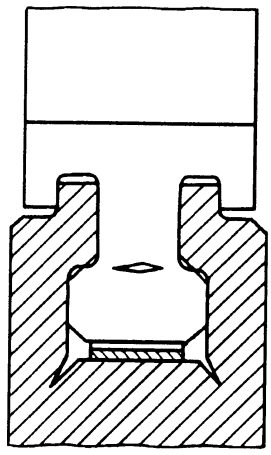


Рис. 17.19. Трещины длительной прочности в хвостовом соединении турбин 125 МВт

а внешний диаметр мал, поэтому такие диски имеют весьма высокую частоту собственных колебаний, и опасности резонанса для диска не возникает. Правда, учет осевых смещений диска при веерных колебаниях приходится все равно производить, поскольку они значительно сказываются на вибрационных характеристиках рабочих лопаток.

Вследствие вибрации в материале диска проявляется явление усталости металла, ведущее к появлению трещины усталости. Как обычно, трещины возникают в местах концентрации напряжений: разгрузочных отверстиях, галтелях, царапинах и рисках.

Особенно опасным местом диска является его обод, на котором крепятся лопатки. Форма обода сложна, лопаточный паз имеет скругления малого радиуса, в которых действуют повышенные напряжения. Эти напряжения увеличиваются при неплотной установке лопатки в диске, когда на диск начинают действовать наряду с центробежной силой лопатки переменные напряжения от ее колебаний.

Пример 17.9. В практике эксплуатации французских турбин мощностью 125 МВт было более 20 случаев (на 18 турбинах) появления трещин в узком сечении щеки обода диска (рис. 17.19). Причинами появления трещин явились постепенное ослабление крепления лопатки в пазе диска, снижение частоты собственных колебаний, усиление вибрации лопаток и появление знакопеременных напряжений в ободе диска. Одновременно с трещинами в ободе возникли трещины и в узком сечении хвостовиков лопаток.

17.5.3. Усталость валов

При вращении колеблющегося вала в нем возникают изгибные напряжения, достигающие максимальных значений на его поверхности. Особенно значительны они в местах концентрации напряжений, т.е. в местах резких изменений диаметров сечений, тепловых и шпоночных канавок и т.д. Разме-

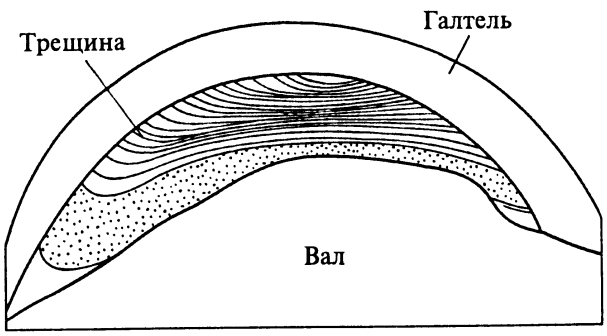


Рис. 17.20. Трещина усталости на поверхности ротора ЦНД турбины мощностью 125 МВт после 80 тыс. ч работы

ры ротора выбираются, главным образом, так, чтобы обеспечить требуемую критическую частоту вращения. При этом возникающие изгибные напряжения оказываются сравнительно малыми, и появление трещин усталости может произойти только в области концентраторов.

Пример 17.10. На рис. 17.20 показано образование трещины в переходной галтели от последнего диска к шейке вала в цельнокованом роторе ЦНД. Значительную роль в появлении и развитии этой трещины сыграли периодически возникающие концентрированные солевые растворы. При возникновении трещины наблюдалось возрастание вибрации примыкающего подшипника.

Пример 17.11. На рис. 17.21 показан ротор низкого давления, разрушившийся после появления трещины усталости (совместно с коррозией) в вале ротора. Максимальная глубина трещины достигла 245 мм при диаметре вала 978 мм. В роторе второго ЦНД появилась аналогичная трещина, успевшая развиться до 50 мм.

Трещины усталости могут возникать и в шейках роторов ЦНД вследствие циклического кручения, возникающего при несинхронных включениях генератора в сеть и коротких замыканиях в генераторе.

17.5.4. Погибы валов

Выше отмечалось, что неравномерный прогрев или остывание вала или ротора неизбежно приводит к возникновению сильной вибрации. Такой изгиб, однако, в большинстве случаев носит временный характер и исчезает после прогрева турбины. К сожалению, в турбине может возникнуть остающееся искривление вала, которое поддается правке только в заводских условиях. Остающееся искривление может быть вызвано следующими причинами:

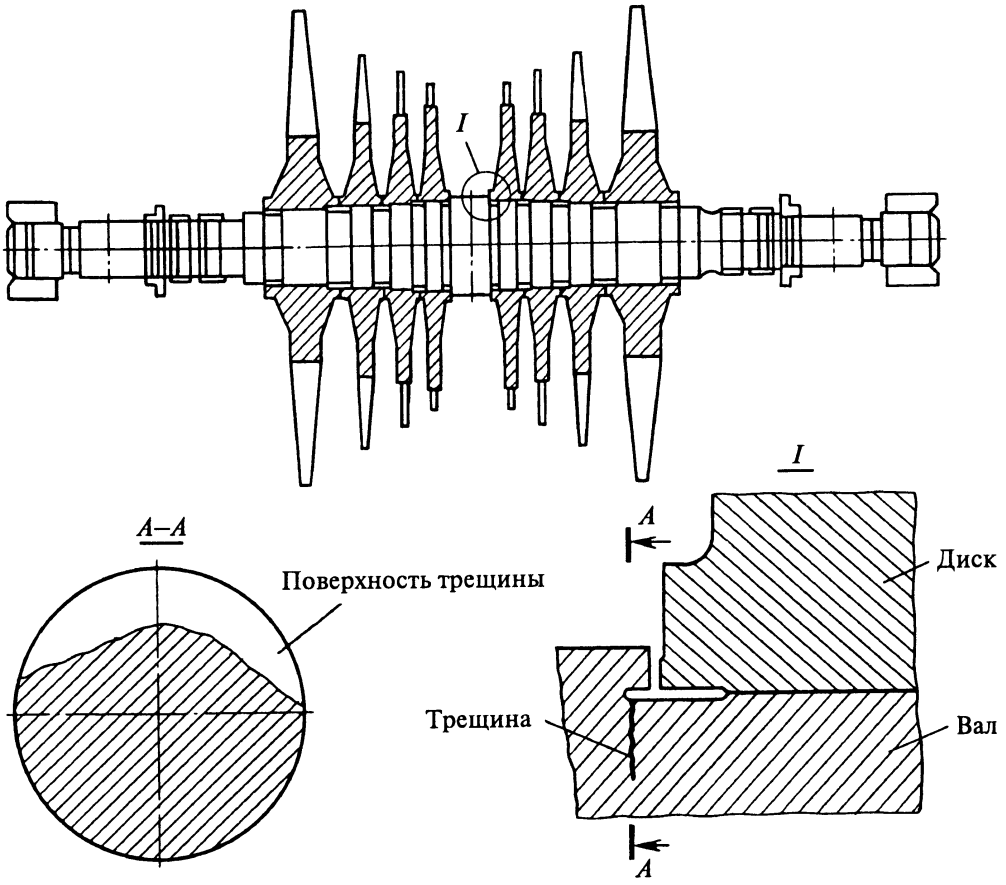


Рис. 17.21. Образование трещины усталости в галтели ротора ЦНД

1) проникновением в турбину воды или холодного пара, вызывающих местное охлаждение ротора и появление зоны остаточных пластических деформаций. Наиболее часто холодная среда проникает из паропроводов отбора пара на регенеративные и сетевые подогреватели или на приводную турбину питательного насоса;

2) радиальными задеваниями ротора о неподвижные детали. При задеваниях в месте контакта за счет трения появляется столь высокая неравномерность температур, что возникающие температурные напряжения превосходят предел текучести. При этом ясно, что сильно разогретые волокна вала будут сжаты. После остановки ротора в этом месте возникнут растягивающие остаточные напряжения, и место задеваний будет расположено на вогнутой стороне. Радиальные задевания возникают при повышенной вибрации ротора, а также при температурном изгибе вала и корпуса турбины.

Контрольные вопросы

1. Назовите возможные причины хрупкого разрушения роторов.
2. Что такое флокены и чем они опасны?
3. Чем опасен обрыв лопатки большой массы на роторе?
4. Почему нельзя повышать частоту вращения ротора непрогретой турбины?
5. Какой основной эксплуатационный фактор определяет долговечность роторов ЦВД и ЦСД?
6. В каких зонах цельнокованых роторов появляются трещины термической усталости?
7. Что такое коррозия под напряжением? Для каких деталей турбины она наиболее опасна?
8. Как влияют напряжения и агрессивность среды на длительность появления трещины коррозии под напряжением?
9. Как влияет температура на скорость роста трещины коррозии под напряжением?
10. Назовите виды колебаний дисков.
11. Назовите причины временного и остающегося прогиба роторов.

Глава восемнадцатая

ПОВРЕЖДЕНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ СТАТОРА ТУРБИНЫ

18.1. ПОВРЕЖДЕНИЯ КОРПУСОВ

Для корпусов паровых турбин характерны следующие повреждения:

1) разрушения с потерей герметичности;
2) нарушение плотности фланцевых разъемов;
3) образование трещин термической усталости;
4) коробления.

18.1.1. Разрушения с потерей герметичности

Разрывы корпусов турбины возможны либо вследствие появления очень крупных дефектов в условиях эксплуатации (например, крупных трещин термической усталости), либо за счет энергии разлетающихся деталей или их частей (например, оторвавшихся лопаток, разорвавшихся дисков и т.д.). Первая причина характерна для корпусов ЦВД и ЦСД, которые работают при высоких температурах, вторая — для корпусов ЦНД, где центробежные силы вращающихся масс наиболее значительны, а корпус тонок.

18.1.2. Нарушение плотности фланцевых разъемов

Пропаривание как внешних, так и внутренних корпусов турбин всегда приводит к снижению экономичности, так как часть пара исключается из работы в проточной части. Имеются и другие отрицательные последствия пропаривания разъемов.

При работе шпилек или болтов, скрепляющих фланцы (рис. 18.1, *а*), в условиях высоких температур в них возникает явление релаксации напряжений: сила затяжки не остается постоянной, а постепенно уменьшается. При этом *контактное давление в разъеме уменьшается* (сравни рис. 18.1, *б* и *в*), а на некоторой части может исчезнуть совсем; площадь контакта уменьшается, и при некоторой предельно малой затяжке $F_{пред}$ (рис. 18.1, *в* и *г*) возникает пропаривание фланца. Поэтому *начальная затяжка шпильки F_0 должна быть такой, чтобы в течение межремонтного периода затяжка не уменьшалась до недопустимо малого значения.* Казалось бы, что для этого достаточно создать большую начальную затяжку F_0. Однако чем больше F_0, тем быстрее падает сила затяжки. Кроме того, материал шпильки оказывается столь нагруженным, что превышение начальной силы затяжки может вызвать ее пластическое деформирование и даже обрыв. Поэтому главным требованием к материалу шпилек, работающих в зоне высоких температур, является требование высокой релаксационной стойкости, которой обладают стали с повышенным содержанием легирующих элементов.

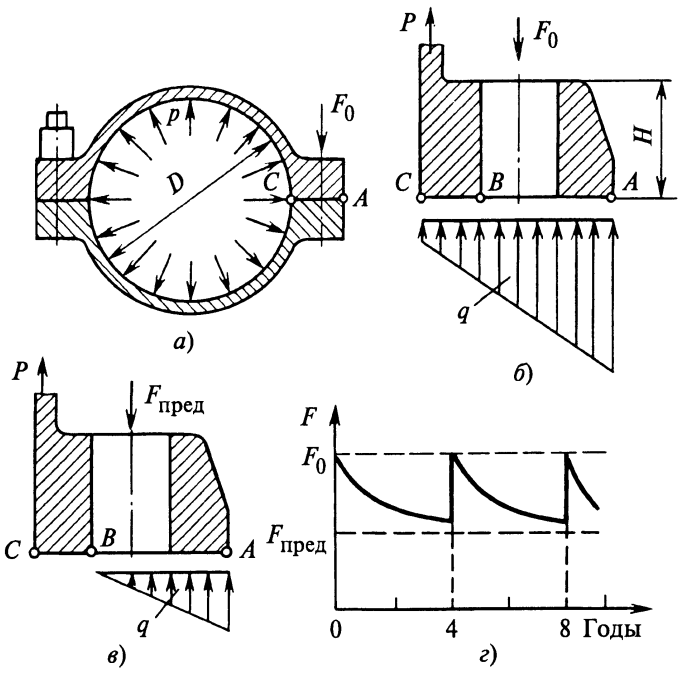


Рис. 18.1. Схема работы фланцевого соединения
а — фланцевое соединение; *б* — контактное давление по поверхности фланца; *в* — контактное давление во фланцевом соединении в момент начала пропаривания через зазор шпильки; *г* — изменение усилия затяжки в шпильке в процессе работы

18.1.3. Термическая усталость корпусов турбин

Трещины термической усталости в корпусе появляются вследствие возникновения в его стенках высоких, повторяющихся от пуска к пуску температурных напряжений, которые в свою очередь являются следствием неравномерного прогрева корпуса по толщине. Этот вид разрушения характерен только для турбин, работающих с частыми и быстрыми пусками и остановками. Во многих случаях бывает так, что турбина, проработавшая много лет в условиях постоянной нагрузки (с несколькими остановками в году), не имеет никаких повреждений в корпусе, а при переводе ее в режим частых пусков в корпусе обнаруживаются трещины после нескольких сотен пусков.

Трещины появляются в тех зонах турбины, где, во-первых, температуры имеют максимальные значения и, во-вторых, скорость их изменения также максимальна. Такими зонами являются паровпускные части ЦВД (и ЦСД для турбин с промежуточным перегревом), которые содержат в себе элементы с резкими изменениями сечений, резкие переходы и другие концентраторы.

Появление опасных тепловых напряжений, вызывающих трещины, объясняется в основном двумя причинами: недостатками конструктивного характера и неотработанностью пусковых режимов или их нарушением.

Пример 18.1. Приведем пример образования трещин на ТЭС США в турбине мощностью 59 МВт на параметры свежего пара 8,7 МПа и 510 °С. Примерно после 3 лет эксплуатации и 65 пусков в корпусе были обнаружены настолько большие трещины, что его невозможно было отремонтировать в условиях электростанции и пришлось выполнять ремонт на заводе. Через 5 лет последующей эксплуатации, за время которой турбина пускалась еще 784 раза, в корпусе появились очень большие трещины и его пришлось заменить полностью.

Основной причиной разрушения явилась конструкция паровпуска, не позволяющая эксплуатировать турбину в режимах частых пусков и остановок. Дело в том, что сопловые коробки отливались заодно с крышкой корпуса. Сопрягаемые элементы паровпуска имели резкое различие в толщине, в частности, толщина сопловых коробок была значительно меньше толщины фланцев. Кроме того, пуск и нагружение турбины производились последовательным открытием регулирующих клапанов, когда температура в турбине изменяется наиболее значительно. Поэтому трещины термической усталости возникали в разделительных стенках сопловых коробок, в расточках под сопловой аппарат регулирующей ступени, местах сочленения сопловых коробок, фланцах в зонах отверстий под болты.

На рис. 18.2 показаны места и характер образования трещин в паровпускной части другой американ-

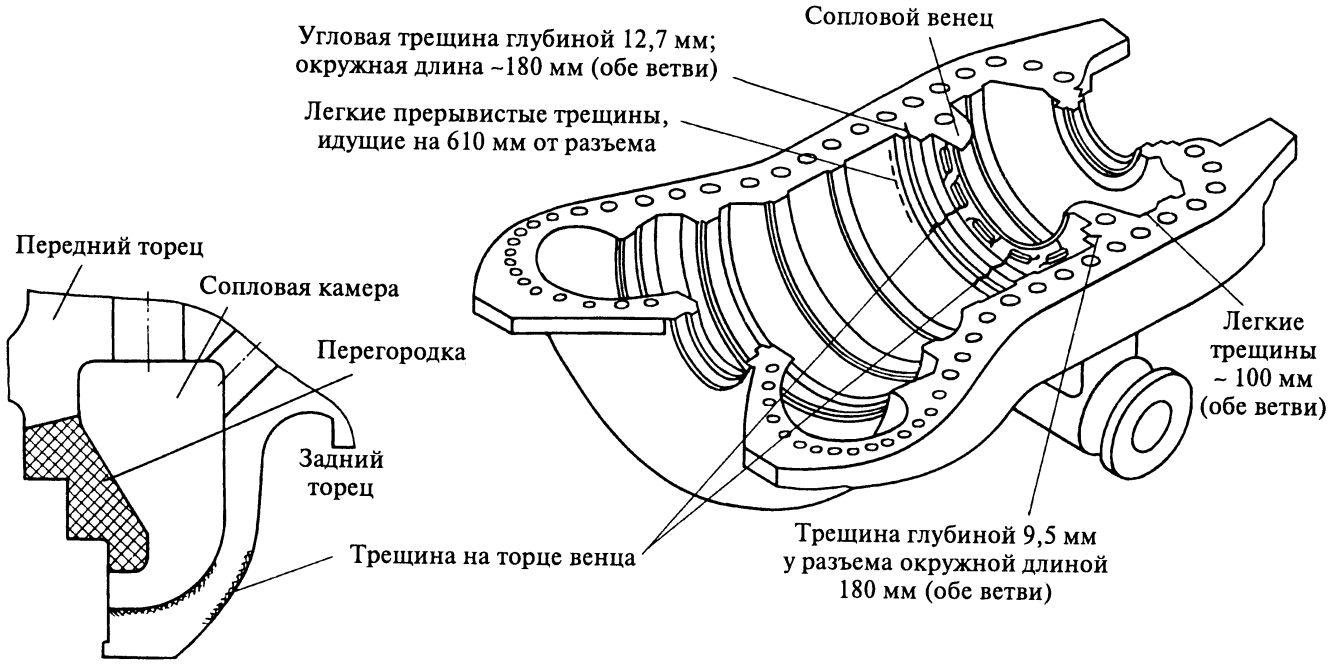


Рис. 18.2. Типичное расположение трещин в верхней части корпуса турбины мощностью 66 МВт на начальные параметры пара 6 МПа и 480 °С, работающей в режиме частых пусков

ской турбины, проработавшей 7 лет и пускавшейся 1124 раза, в основном после остановки на ночь.

Эффективной мерой борьбы с образованием трещин термической усталости явилось изменение конструкции паровпуска: вместо сопловых коробок, отлитых заодно с корпусом, стали использовать отдельные сопловые коробки (см. рис. 3.26), вваривaемые в корпус турбины. Применение такой конструкции позволяет выполнить стенки сопловых коробок тонкими (поскольку разность давлений, действующих на ее стенку, мала) и, следовательно, легко прогреваемыми. Корпус при этом будет обогреваться паром сниженной температуры.

Однако опыт эксплуатации показал, что такие меры эффективны только для турбины со сравнительно низкими начальными параметрами пара, когда не требуется большая толщина корпуса. С переходом на параметры 13 МПа и 565 °С в корпусах опять началось интенсивное образование трещин.

Пример 18.2. Многие турбины с одностенным ЦВД после 400—500 пусков имели трещины термической усталости в области камеры регулирующей ступени. В определенной степени образование трещин (рис. 18.3) обусловливалось неудачной конструкцией крепления направляющего козырька, при которой выточка в корпусе создавала значительную концентрацию напряжений. После модернизации паровпуска турбины, а также отработки пусковых режимов была обеспечена ее надежная работа.

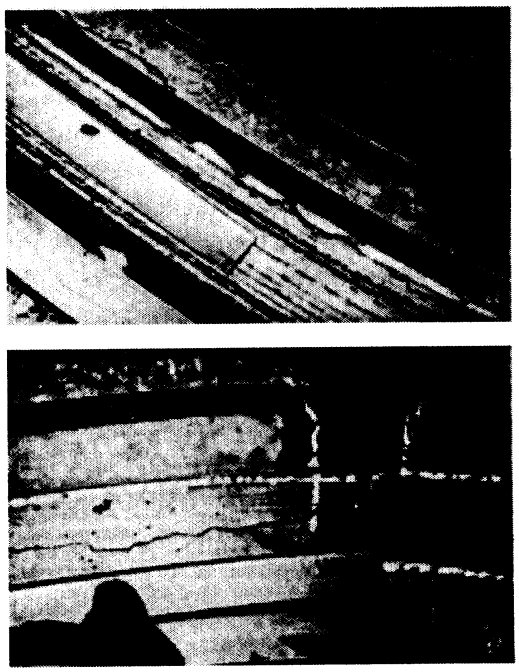


Рис. 18.3. Вид трещин на внутренней поверхности корпуса ЦВД турбины К-200-130
а, б — нижняя и верхняя половины корпуса

Большим сопротивлением термической усталости корпусов обладает конструкция с двойным корпусом и сопловыми коробками (см. рис. 3.28). Образование трещин происходило и в таких турбинах, например, во внутреннем корпусе первых турбин К-300-23,5, однако их причиной были не термическая усталость, а другие явления, обычно литейные пороки.

Следует отметить, что появление трещин термической усталости часто наблюдается и в других неподвижных элементах турбины, в частности, в корпусах регулирующих клапанов.

Неотработанность пусковых режимов обычно проявляется при переводе турбоагрегата в несвойственный ему режим эксплуатации. Например, турбины мощностью 150 и 200 МВт были первоначально спроектированы для работы с постоянной нагрузкой. При этом редкие пуски из холодного состояния были хорошо отработаны. Однако через некоторое время оказалось, что турбины необходимо использовать для покрытия неравномерностей графика нагрузки, в частности, останавливать на ночь и в конце недели. Недостаточная в первое время проработка графиков пуска этих энергоблоков из горячего и неостывшего состояния и конструктивные недостатки, снижающие маневренность, привели к многочисленным случаям появления трещин термической усталости. Модернизация турбин и тщательные исследования пусковых режимов позволили обеспечить надежную работу этих турбин и в условиях частых пусков.

18.1.4. Коробление корпусов

Короблением корпуса называется остаточное изменение его формы, приводящее к изменению цилиндричности расточек и нарушению плотности фланцевого соединения.

Коробление корпусов ЦВД и ЦСД во время эксплуатации турбины обнаруживается обычно по пропариванию внутреннего пояска разъема. При нормальном, недеформированном разъеме при пуске турбины пар подается в обнизку (см. рис. 15.4) — пространство между внутренним и наружным поясками фланцевого соединения и в среднюю часть корпуса и сбрасывается у его краев. По окончании пуска подача пара в обнизку прекращается. Однако при короблении внутреннего пояска фланцевого соединения внутреннее пространство турбины оказывается постоянно соединенным с обнизкой фланца. При этом по окончании пуска закрывать вентиль на

линии сброса пара из обнизки в конденсатор нельзя, поскольку обогревающие фланцы короба окажутся под давлением в корпусе турбины, существенно превышающем допустимое, и произойдет разрыв коробов или сработают предохранительные клапаны. Поэтому при короблении внутреннего пояска разъема приходится допускать постоянную утечку пара из корпуса в конденсатор, которая существенно снижает экономичность турбины.

В некоторых конструкциях обнизка не связана с коробами, однако и тогда ставить ее под большое давление недопустимо, поскольку в этом случае происходит прогрессирующее коробление, а иногда — пропаривание и внешнего уплотняющего пояска с утечкой пара в атмосферу. Тогда турбину необходимо немедленно ставить на капитальный ремонт.

Особенно четко коробление корпусов обнаруживается при разболчивании фланцевого соединения: между свободно положенной крышкой корпуса и нижней половиной обнаруживается зазор иногда в несколько миллиметров.

Пример 18.3. На первых мощных турбинах с промежуточным перегревом пара коробление фланцевого разъема ЦВД в некоторых случаях достигало 3,7 мм, а ЦСД — до 2 мм. Коробление внутреннего пояска наружного корпуса ЦВД некоторых турбин мощностью 300 МВт первых выпусков достигло 3 мм. Впоследствии эти недостатки были ликвидированы.

Турбину с деформированным фланцевым разъемом невозможно собрать: усилий затяжки шпилек (или болтов) не хватает для создания плотного фланцевого соединения. Поэтому при капитальных ремонтах фланцевые разъемы приходится подвергать исключительно трудоемкой шабровке, а иногда и предварительной опиловке.

Добиться абсолютно полного совпадения двух половин корпуса обычно невозможно: как правило, при свободном наложении крышки корпуса на нижнюю половину в некоторых местах остается зазор размером до 1 мм. Если при затяжке разъема ЦВД через одну—две шпильки, а ЦСД — через три-четыре шпильки зазоры исчезают (щуп толщиной 0,05 мм нигде не проходит), то такой разъем считается плотным.

Коробление корпуса может вызываться следующими причинами:

1) неправильной термообработкой корпуса, когда остаточные напряжения, неизбежно возникающие при его литье и затвердевании, не снимаются полностью. В этом случае происходит дальнейшее «снятие» остаточных напряжений уже в процессе работы турбины. При этом корпус претерпевает остаточную деформацию в виде коробления. Свидетельством такого происхождения коробления в ряде случаев является его затухающий характер: после нескольких подшабровок коробление фланцевого разъема прекращается;

2) ползучестью материала корпуса, протекающей при высокой температуре и высоком давлении. Ползучесть наиболее интенсивно происходит в области паровпуска. Наряду с расширением паровпускной части корпуса в целом ползучесть вызывает неравномерное изменение напряжений по толщине его стенки и фланца, что равносильно действию остаточных напряжений, которые проявляются при разболчивании корпуса;

3) попаданием в корпус воды и холодного пара. В этом случае происходит мгновенное местное охлаждение внутренней поверхности корпуса и, если оно достаточно сильно, то в охлажденном месте возникают остаточные напряжения растяжения, вызывающие коробление корпуса. Именно вследствие попадания воды из подогревателей часто наблюдается коробление только нижней половины корпуса при сохранении нормального состояния крышки корпуса:

4) чрезмерно быстрыми пусками, когда в стенках корпуса возникают столь большие температурные напряжения, что происходит пластическое течение. Особенно опасны пуски из холодного состояния, когда могут происходить конденсация пара и резкий местный нагрев корпуса, вызывающий коробление.

Диагностика причин коробления корпуса очень сложна. Во многих случаях наблюдается связь между числом пусков и степенью коробления, иногда такой связи не обнаруживается. Как правило, для определения причин коробления требуются специально поставленные тщательные исследования.

Меры предупреждения коробления следуют из его причин. Необходимо строго выдерживать начальные параметры пара, в особенности температуру, во избежание интенсификации процесса ползучести, поддерживать в исправности регуляторы уровня конденсата греющего пара в подогревателях и обратные клапаны, чтобы исключить заброс воды в турбину, скрупулезно соблюдать пусковые инструкции.

Короблению подвержены не только детали, работающие в области высоких температур, но и детали ЦНД.

Пример 18.4. Обследование ЦНД одной из турбин показало, что раскрытие горизонтального разъема внутреннего цилиндра (обоймы) достигало 7,5—8 мм. Первоначально цилиндрические расточки под установку диафрагм становились эллиптическими (с большой вертикальной осью), а эллипсность достигала 5—6 мм. Вследствие появления эллипсности в местах приварки кольцевых ребер, образующих камеры отборов, появились трещины. Диафрагмы сдавливались радиальными силами в плоскости разъема из-за выборки радиальных зазоров между ними и покоробившейся обоймой, что приводило к расцентровке, смещению и даже разрушению диафрагм в отдельных местах.

Исследования причин деформации обоймы показали, что появление эллипсности является следствием температурных напряжений, возникающих в ней при пусках, остановках и сбросах нагрузки. При этих режимах в горловину конденсатора сбрасывался пар из горячих ниток промежуточного перегрева, к которому для охлаждения подмешивался конденсат. Образующаяся смесь пара и капель влаги направлялась вверх (во избежание нагрева трубок конденсатора) и на пониженных нагрузках попадала на внешнюю поверхность обоймы, охлаждая ее. Внутренние детали обоймы при этом оставались горячими, что и вызывало большую разность температур в обойме и ее коробление.

Для ликвидации коробления обоймы была изменена ее конструкция: между нею и внешним корпусом были установлены специальные листовые экраны, препятствующие попаданию холодной воды на обойму. Кроме того, из горловины конденсатора пришлось изъять сбросное устройство, установив его рядом с конденсатором и усовершенствовав его конструкцию.

18.2. ПРОГИБЫ ДИАФРАГМ

Прогибы диафрагм являются очень опасным явлением, поскольку при этом возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные с неизбежной поломкой лопаточного аппарата и, возможно, разрушением корпуса турбины.

Характерным признаком задеваний является появление в цилиндре необычного шума, который может пропадать при уменьшении нагрузки (из-за уменьшения прогиба диафрагмы при уменьшении разности давлений, действующей на нее).

Диафрагма может прогибаться как по ходу пара, так и против него.

Прогиб диафрагмы по ходу пара может произойти внезапно или развиваться постепенно. Внезапный прогиб возникает при резком повышении перепада давлений на диафрагму, появившегося, например, при перегрузке турбины или водяном ударе. Постепенное увеличение прогиба может происходить за счет заноса проточной части отложениями при одновременном стремлении обслуживающего персонала поддержать мощность турбины неизменной за счет переоткрытия регулирующих клапанов, т.е. за счет перегрузки турбины.

Прогиб диафрагмы может произойти постепенно в процессе эксплуатации из-за ползучести ее материала. Это явление характерно для диафрагм первых ступеней ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом), поскольку они работают в среде с высокой температурой.

Пример 18.5. Обследование диафрагм ЦСД мощной турбины на одной из ТЭС показало, что примерно за 3 года остаточный прогиб диафрагм первых трех ступеней составил 0,6—1,2 мм; сокращение ротора при пуске турбины из горячего состояния приводило к задеваниям в проточной части.

Прогиб диафрагмы навстречу движению пара происходит в результате ее защемления в расточке корпуса или обоймы. Такой характер прогиба обусловлен тем, что передняя часть имеет более высокую температуру, чем задняя.

В свою очередь защемление может происходить из-за недостаточных монтажных зазоров, внезапного повышения температуры пара, при котором диафрагма расширяется быстрее корпуса, и явления роста чугуна (см. § 3.1).

18.3. АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ ПОДШИПНИКОВ

Прекращение подачи масла как к сегментам упорного, так и к вкладышам опорных подшипников неизбежно вызывает очень серьезную аварию с выплавлением баббитовой заливки и задеванием вращающихся деталей о неподвижные. В свою очередь это приводит, как правило, к разрушению проточной части и другим тяжелым последствиям.

Подача масла может прекращаться при всевозможных нарушениях в работе масляной системы: при неправильной эксплуатации масляного бака, в котором не производятся должная очистка и деаэрация масла, неправильной эксплуатации масляных насосов, что может вызвать срыв их работы, при плохом качестве масла и т.д.

Пример 18.6. На одной из турбин с двумя отборами произошло повреждение шести подшипников, на двух шейках вала образовались надиры, повредились масляные уплотнения подшипников. Авария произошла вследствие срыва подачи масла к подшипникам из-за засоре-

ния сеток, установленных в масляном баке. Причиной их засорения явилась плохая промывка масляной системы после капитального ремонта, в результате чего качество масла в системе непрерывно ухудшалось. Это требовало ежедневной очистки сеток масляного бака от шлама, что и выполнялось персоналом ТЭС. Однако в течение 2 дней, предшествующих аварии, сетки не чистились. Они засорились, и это привело к снижению давления масла в системе регулирования настолько, что защита турбины (реле давления) закрыла стопорный клапан. Дежурный персонал, вместо того чтобы отключить турбоагрегат и позаботиться о восстановлении давления в системе смазки и регулирования, опять открыл стопорный клапан, который, естественно, вновь закрылся. Персонал включил пусковой масляный насос, и тогда вследствие низкого давления на его всасывающей стороне произошел срыв работы насоса.

Авария упорного подшипника особенно опасна, она практически всегда сопровождается разрушением лопаток, так как происходит значительный сдвиг ротора с выборкой осевых зазоров.

Повышение осевого усилия на колодках упорного подшипника происходит в следующих случаях:

1) при водяном ударе, когда закупорка водой рабочих каналов приводит к резкому увеличению перепада давлений на ступень;

2) при закатке выходных кромок рабочих лопаток из-за попадания постороннего предмета или задеваний;

3) при внезапном нарушении баланса расходов пара через цилиндры в турбинах с большими аккумулирующими емкостями пара (например, промежуточным пароперегревателем);

4) при отложениях в проточной части;

5) при износе гребешков уплотнений в условиях эксплуатации или установке их с увеличенными зазорами при монтаже или капитальном ремонте.

Причиной возрастания осевого усилия в последних двух случаях является возрастание степени реактивности в ступенях подобно тому, как это происходит при изменении отношения скоростей (см. § 11.3).

При отложениях в проточной части изменяется соотношение площадей сопловой решетки F_1 и рабочей решетки F_2 для прохода пара. При увеличении отношения F_1/F_2 степень реактивность растет. Поэтому при заносе рабочих лопаток в большей степени, чем сопловых, реактивность растет, увеличивается давление перед рабочей решеткой и, следовательно, осевое усилие.

Аналогичным образом увеличивается реактивность и при увеличении зазоров в диафрагменном уплотнении.

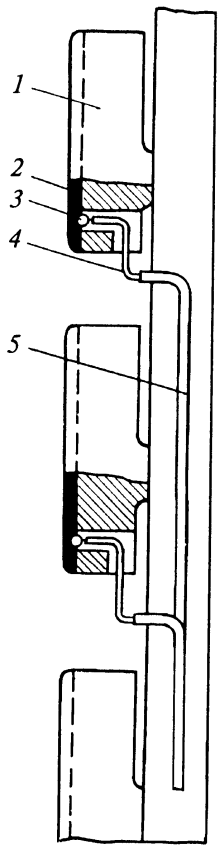


Рис. 18.4. Изменение термопарами температуры баббитовой заливки колодок упорного подшипника
1 — колодка; *2* — баббитовая заливка; *3* — горячий спай; *4* — термопара в асбестовой оплетке; *5* — провода в хлорвиниловой трубке

Надежную нормальную работу подшипника обеспечивает постоянный контроль температуры баббитовой заливки рабочих сегментов, позволяющий вовремя заметить все отклонения от нормы. Для измерения температуры баббитовой заливки каждый сегмент снабжается термопарой, горячий спай которой прочно прикрепляют (рис. 18.4) к внутренней поверхности баббитовой заливки. Каждый из проводников термопары помещают в асбестовую оплетку и затем в хлорвиниловую трубку. Все термопары подключают к самопишущему прибору, непрерывно регистрирующему температуру сегментов во времени. Показания приборов позволяют контролировать не только изменение температуры сегментов с течением времени, но и равномерность их нагрузки.

Постепенное увеличение температуры всех сегментов свидетельствует о росте осевого усилия, действующего на подшипник, а изменение температуры отдельных сегментов — об их неправильной установке или появившихся перекосах в связи с ослаблением связей между отдельными узлами подшипника.

Повреждения баббитовой заливки опорных подшипников могут происходить либо из-за нарушения технологии заливки, либо в результате непра-

вильного монтажа. При неудачном и засоренном примесями составе баббитовой заливки, перегреве баббитового расплава, недостаточно чистой поверхности вкладыша происходит выкрашивание кусков заливки или ее отслаивание от тела вкладыша.

Пример 18.7. На двух вкладышах одной из мощных турбин были обнаружены следующие повреждения: на подшипнике № 3 — отслаивание и выпадение участка баббитовой заливки площадью 54 $см^2$, а на подшипнике № 5 — трещина в баббитовой заливке верхней части вкладыша. Причиной повреждения явилась недостаточно чистая поверхность, на которую осуществлялась наплавка баббита.

При неправильном монтаже и ремонте, а также при эксплуатации, когда создаются условия для углового смещения оси шейки вала относительно вкладыша, происходит неравномерный износ баббитовой заливки, и возникают надиры на шейках вала.

18.4. АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ СИСТЕМ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ, АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Несмотря на то, что к системам пароораспределения, регулирования и защиты предъявляются самые высокие требования, детали и элементы этих систем являются одними из самых аварийных: примерно одна треть вынужденных остановок, связанных с работой турбины, происходит по вине этих систем.

Неполадки и повреждения в перечисленных системах ведут в лучшем случае к немедленной остановке турбины, а в худшем — к ее разрушению.

Пример 18.8. В качестве примера тяжелой аварии из-за неполадок в системе регулирования приведем случай, происшедший на одной из ТЭС Англии с двухцилиндровой турбиной мощностью 60 МВт на параметры свежего пара 6,3 МПа и 482 °С на частоту вращения 50 1/с. В результате аварии два человека погибли, а девять — были ранены. ЦНД турбины был полностью разрушен: 11 из 12 рабочих дисков отделились от вала, а сам вал был сломан в четырех местах. Детали и куски ротора ЦНД при аварии разлетелись с такой силой, что поврежденными оказались крыша и стены машинного зала, а также подкрановые пути. Диск последней ступени был найден в 135 м от турбины. Поломанными оказались и два других ротора: ротор ЦВД — в зоне заднего уплотнения, а ротор генератора разделился на отдельные части, заполнившие статор.

Причиной аварии послужило образование в масляной системе окиси железа, которая проникала в сервомоторы стопорных и регулирующих клапанов и оседала на их стенках и поршнях, уменьшая зазоры между ними. Поводом для развития аварии явилось ошибочное отключение возбудителя генератора, что при нормальном состоянии системы регулирования должно было привести к переводу турбогенератора на режим холостого хода. Однако уменьшившиеся зазоры между поршнями сервомоторов и их цилиндрами создали большую силу трения, что вызвало задержку в закрытии регулирующих и стопорных клапанов и разгон турбины до частоты 83 1/с при номинальной частоте вращения 50 1/с. Вследствие разгона и произошло разрушение турбины.

Неполадки и разрушения могут возникать в самых различных элементах и узлах: в исполнительных органах регулирования и защиты, передаточном механизме, сервомоторах, золотниках, регуляторах частоты вращения, давления и т.д.

18.4.1. Аварии регулирующих и стопорных клапанов

Наиболее частая причина вынужденных отказов из-за органов пароораспределения — обрыв штоков клапанов, который происходит вследствие усталости металла, вызываемой вибрацией клапана под действием возмущающих сил, действующих на клапан. Считается, что основной причиной вибрации клапанов является нестационарное течение пара между клапаном и его седлом, вызывающее автоколебательное движение клапана вдоль его оси. Второй причиной является пульсация давления пара, поступающего к клапану, которая вызывает в штоке переменные напряжения изгиба. Суммарное действие этих двух причин и приводит к поломкам штоков.

Другим очень опасным видом дефектов штока клапана является его изгиб, который не позволяет в нужный, часто критический момент закрыть клапан с достаточной плотностью. Подобному зависанию клапанов способствует отложение на штоке солей и окислов, уменьшающих зазоры и увеличивающих силы трения, особенно при изогнутом штоке. Например, исследование состояния паровпускных органов на одной из турбин обнаружило на штоках отложения толщиной до 0,3 мм.

Распространенной мерой борьбы с заеданиями штоков клапанов из-за отложений является увеличение зазора между штоком и втулкой путем расточки последней. Такая мера позволяет одновременно уменьшить и влияние изгиба штока, вызванного неудовлетворительным качеством изготовления. Однако она должна рассматриваться только как временная, поскольку она устраняет не причину дефекта

(плохое качество пара), а ее последствия. Увеличение зазора приводит к росту утечки пара вдоль штока и снижению экономичности турбоустановки.

Наряду с уменьшением зазора между штоком и втулкой из-за отложений, может происходить и его увеличение за счет эрозионного износа штока. Износ уменьшает его сечение и ослабляет его сопротивление вибрационным поломкам.

Одной из причин вынужденных остановок является выпрессовка седел из корпуса клапана под действием тех же нестационарных возмущающих сил, которые действуют и на клапан. Способствует этому слабое закрепление седла в корпусе.

Серьезными проблемами являются прочность корпусов стопорных и регулирующих клапанов и их плотность. Прежде всего это связано с крайне неблагоприятными условиями работы при высоких давлении и температуре, быстро изменяющихся во времени. В этих условиях, как показывает опыт эксплуатации, в корпусах клапанов появляются трещины, размер которых постоянно увеличивается и грозит разрывом корпуса клапана. На рис. 18.5 показаны характерные места появления трещин в стопорных клапанах: трещины возникают, как правило, в местах переходов стенок во фланцы (подфланцевая зона) и сопряжения патрубков со стенками корпусов. Именно в этих зонах возникают максимальные напряжения как от действия давления, так и от разности температур смежных элементов.

Появление трещин в корпусах стопорных и регулирующих клапанов происходит по следующим причинам:

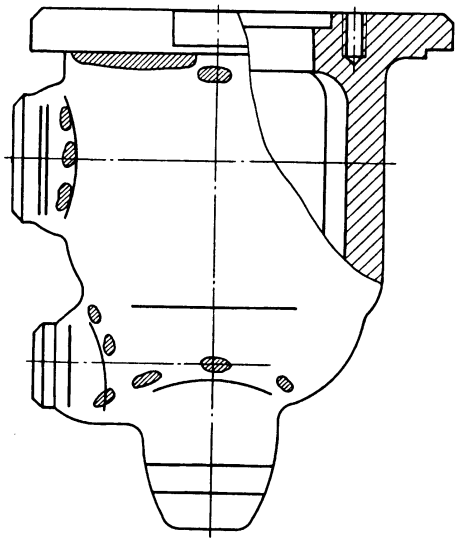


Рис. 18.5. Места появления трещин в корпусе стопорного клапана

1) вследствие некачественного материала корпусов. Корпуса изготовляют в основном литьем, качество которого ниже, чем кованого материала. При отливке в материале образуются раковины, пустоты, неметаллические включения и т.д., которые являются концентраторами напряжений, вызывающими появление трещин через определенное время:

2) вследствие ползучести под действием высоких температур и давлений. О действии этой причины свидетельствует тот факт, что массовое образование трещин в корпусах стопорных и регулирующих клапанов начинается часто после 90—100 тыс. ч эксплуатации;

3) вследствие циклически повторяющихся температурных напряжений, вызывающих в металле явление термической усталости.

Опыт эксплуатации и статистика разрушений показывают, что работа турбины в условиях частых и быстрых пусков и резких изменений нагрузки приводит к более интенсивному образованию и росту трещин.

Появление высоких температурных напряжений в корпусах клапанов связано с быстрыми изменениями температуры среды, протекающей через клапан. В результате этого корпус клапана прогревается неравномерно и по толщине стенки, и вдоль нее. Особенно большие разности температур образуются между крышкой клапана и его крышкой (рис. 18.6), между крышкой клапана и удерживающими ее шпильками. Быстрый прогрев корпуса относительно крышки и быстрый прогрев крышки относительно шпилек вызывает в них значительные дополнительные напряжения, приводящие в ряде случаев к обрыву шпилек.

Для уменьшения температурных напряжений, возникающих в корпусах клапанов при пуске, тщательно продумывают их форму с тем, чтобы избежать смежных элементов резко различной толщины; фланцы корпусов (рис. 18.6) делают по возможности уже, а переходы к стенке выполняют большим радиусом. До пуска самой турбины часто предварительно прогревают клапаны с небольшой скоростью. На рис. 18.6 показан кожух, приваренный к крышке стопорного клапана по предложению ВТИ; в кожух перед пуском подается горячий пар для предварительного прогрева крышки.

В не менее сложных условиях находятся переходные патрубки от регулирующих клапанов к турбине, особенно в зоне прилегания к клапану. Это связано с тем, что резкие перемещения чашки клапана приводят к резкому изменению температуры

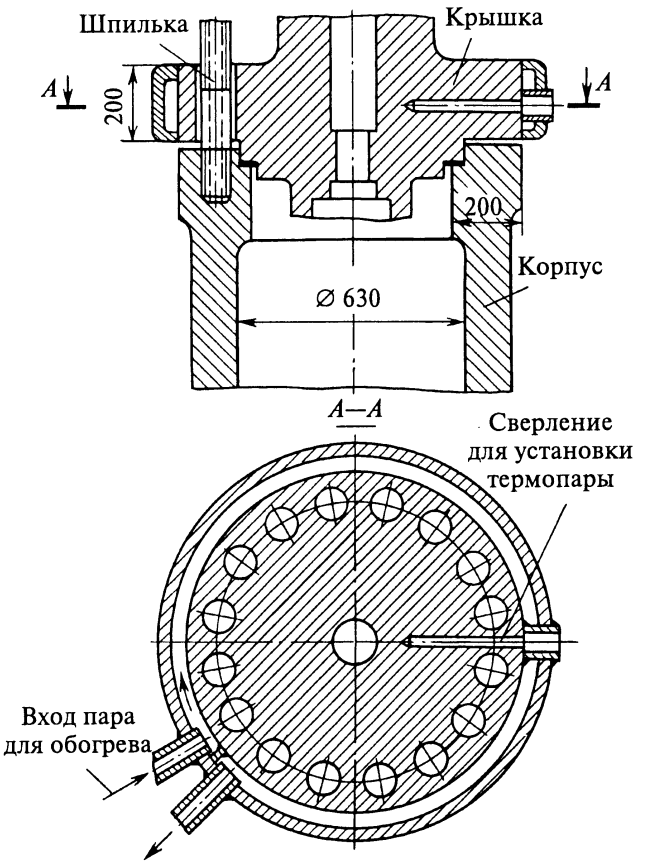


Рис. 18.6. Короб обогрева крышки стопорного клапана

пара за ним из-за дросселирования, что немедленно сказывается на температуре внутренней поверхности переходного патрубка. Поэтому непосредственно за диффузором клапана устанавливают тепловые экраны, предохраняющие стенку переходного патрубка от резких смен температуры — тепловых ударов (например, при полном сбросе нагрузки в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ температура за регулирующим клапаном изменяется на 100 °С и более). Несмотря на кажущуюся простоту конструкции экрана, условия его работы очень тяжелы, и в практике эксплуатации были случаи разрушения экранов из-за термической усталости. При этом куски разрушенного экрана попадают в проточную часть, вызывая ее разрушение.

Пример 18.9. В период освоения на двух турбинах было всего два случая разрушения тепловых экранов, однако вызванный ими простой составил 5287 ч. Разрушения тепловых экранов произошли из-за неправильной технологии наварки центрирующих бобышек, при которой возникали трещины, и из-за температурных ударов, при подключениях второго корпуса котла.

18.4.2. Аварии передаточных механизмов

Надежная работа механизма, передающего движение от штока сервомотора к штоку клапана, имеет столь же большое значение, как и самого клапана. Вместе с тем оптимальная работа этого механизма в ряде случаев не обеспечивается.

В стремлении выполнить передаточный механизм с малой нечувствительностью конструктор использует в нем большое число подшипников качения, а также зубчатые передачи с малыми зазорами. Вместе с тем условия работы передаточного механизма тяжелы не только потому, что он должен передавать на клапан большие усилия, но и потому, что он расположен в области высоких и, главное, неравномерных температур. Неравномерное распределение температур в передаточном механизме приводит к неравномерным тепловым деформациям его элементов и рычагов, что ведет к перераспределению нагрузок на подшипники, их деформации и нарушению работы механизма.

Нарушение работы прежде всего сказывается на увеличении степени нечувствительности системы регулирования и, следовательно, на увеличении степени самопроизвольных колебаний нагрузки.

Длительная работа механизма в ненормальных условиях приводит к заеданиям подшипников качения и их разрушению. Иногда последствия заклинивания передаточного механизма более серьезны. Однажды вследствие заклинивания распределительного кулачкового вала произошло заклинивание рейки, передающей движение от сервомотора на распределительный вал, в результате чего оборвался шток главного сервомотора.

18.4.3. Аварии сервомоторов, регуляторов частоты вращения и других элементов системы регулирования и защиты

Наибольшее число неполадок в работе элементов систем регулирования возникает вследствие использования некачественного масла или другой рабочей жидкости. Загрязнение рабочей жидкости продуктами коррозии, шламом, продуктами разрушения элементов системы, например, элементами пластинчатых фильтров, приводит к качаниям нагрузки на турбинах, а иногда к самопроизвольному закрытию стопорных и регулирующих клапанов. Особенно к этому чувствительны системы регули-

рования, работающие на конденсате, окислительная способность которого больше, а требуемые зазоры в элементах системы регулирования меньше, чем в системах, работающих на масле.

Частым дефектом сервомоторов является износ уплотнений поршня. При разуплотнении поршня увеличивается утечка силовой рабочей жидкости в сервомоторе, что приводит к падению давления в системе регулирования и срабатыванию защиты. Кроме того, при этом, конечно, изменяется настройка системы регулирования (статическая характеристика).

Контрольные вопросы

1. Назовите причины прогибов диафрагм.
2. Турбоагрегат проработал 100 тыс. ч при практически постоянной номинальной нагрузке. При последнем капитальном ремонте обнаружены трещины в корпусе. Что является наиболее вероятной причиной их появления?
3. На электростанции установлены две одинаковые турбины, одна из которых работает в базовом режиме, а другая — с ежесуточными остановками на ночь. В корпусе последней турбины после 3 лет работы обнаружены трещины, в то время как в первой турбине трещин нет. Что может быть наиболее вероятной причиной появления этих трещин?
4. При вскрытии корпуса турбины всякий раз обнаруживалось коробление фланцевого разъема, носившего, однако, затухающий характер: после пятого вскрытия оно было очень малым. Что было причиной коробления?
5. Турбина, спроектированная на высокие начальные параметры пара, проработала в базовом режиме около 5 лет без вскрытия. При очередном капитальном ремонте обнаружены сильное коробления корпуса и большой остаточный прогиб диафрагмы. Что явилось причиной этих явлений?
6. Назовите причины заеданий штоков клапанов.
7. Почему при нарушении уплотнений поршней сервомоторов возможна самопроизвольная остановка турбины?
8. К каким последствиям приводит релаксация напряжения в шпильках фланцевого разъема?

Глава девятнадцатая
ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ТУРБОАГРЕГАТА

19.1. ВИБРАЦИЯ ТУРБОАГРЕГАТА И ЕЕ ПОСЛЕДСТВИЯ

Когда говорят о вибрации турбоагрегата, то обычно имеют в виду колебания системы, состоящей из собственно турбоагрегата и его фундамента, установленного на свайное основание или грунт. Непосредственным источником колебаний является валопровод турбоагрегата, который, вращаясь на масляной пленке подшипников, передает через нее усилия на вкладыши подшипников и их корпуса. В свою очередь вибрирующие корпуса подшипников и связанные с ними корпуса цилиндров возбуждают вибрацию верхней фундаментной платы, а та — вибрацию колонн и нижней фундаментной плиты. Вибрация турбоагрегата должна измеряться и регистрироваться с помощью стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации подшипников опор, которая должна соответствовать государственному стандарту. В частности, эта аппаратура должна включать в себя систему защиты с сигнализацией и последующей остановкой турбоагрегата в случае возникновения недопустимой вибрации или ее внезапного изменения.

Вибрация турбоагрегата может происходить во всех трех направлениях. Поэтому ее измеряют на всех корпусах подшипников в трех взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 19.1): вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом по отношению к оси вала турбоагрегата.

Горизонтально-осевую и горизонтально-поперечную вибрацию измеряют на уровне оси вала турбоагрегата против середины ширины опорного вкладыша с левой стороны, если смотреть со стороны переднего подшипника. Измерительные датчики прикрепляются к фланцу крышки подшипника. Вертикальную вибрацию измеряют на верхней части крышки подшипника над серединой ширины его вкладыша.

Анализ вибрации турбоагрегатов показывает, что она носит сложный характер во времени и поэтому в общем случае не может быть измерена такой простой величиной, как амплитуда колебаний. Однако, как бы ни была сложна вибрация, ее можно представить как результат сложения бесконечного

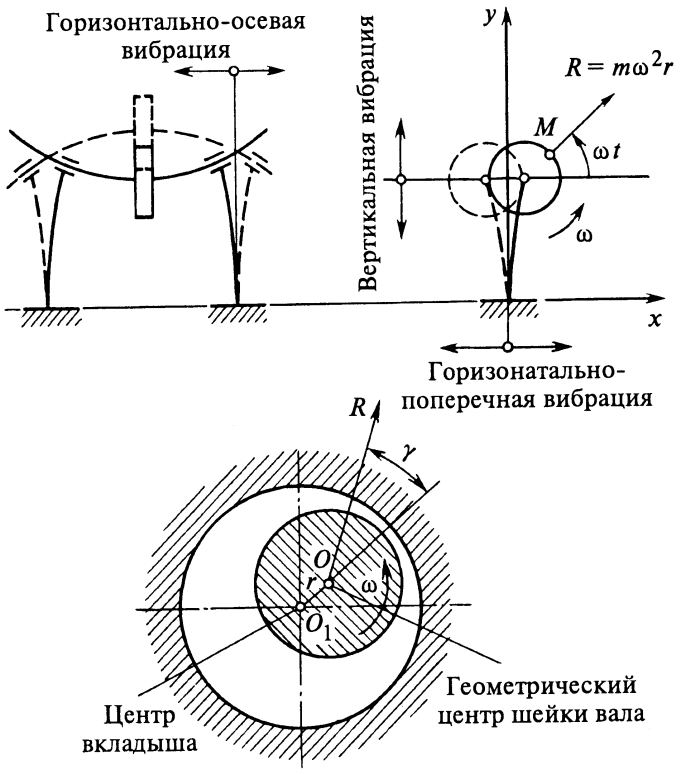


Рис. 19.1. Возникновение вибрации вследствие небаланса

числа синусоид частоты ω_i и амплитуды A_i. Поэтому мерой уровня вибрации является виброскорость

$$V = [(A_1^2\omega_1^2 + A_2^2\omega_2^2 + \ldots + A_n^2\omega_n^2)/2]^{0,5}, \qquad (19.1)$$

измеряемая непосредственно прибором и выводимая на щит управления и на регистрацию.

Во многих случаях оказывается, что частота синусоиды с самой большой амплитудой совпадает с частотой вращения, иными словами, в сложной вибрации преобладает синусоида оборотной частоты. Поэтому такую вибрацию называют вибрацией оборотной частоты.

Если преобладает синусоида с частотой, равной примерно половине частоты вращения, такая вибрация называется низкочастотной.

Иногда в сложном спектре колебаний решающую роль играет синусоида с частотой, вдвое превосходящей частоту вращения. Такую вибрацию называют высокочастотной.

Вибрация каждого из перечисленных видов имеет свои, принципиально отличные от других, причины. Повышенная, выходящая за рамки допустимой (см. ниже) вибрация вызывает тяжелые нарушения во всем турбоагрегате.

При вибрации вал вращается в прогнутом состоянии и, если этот прогиб чрезмерен, возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные. Даже при небольших задеваниях происходит износ уплотнений, увеличение радиальных зазоров, и как следствие — снижение экономичности. Если же задевания значительны, то возникающая вибрация может потребовать аварийной остановки турбины, а в ее конструкции могут произойти остаточные изменения, например, постоянный изгиб вала.

Большую опасность представляет вибрация для электрического генератора, так как она может привести к смещениям электрических обмоток, коротким замыканиям и другим повреждениям. Повышенная вибрация приводит к задеваниям шеек вала о баббитовую заливку подшипника и ее износу.

При вибрации происходит ослабление связей отдельных деталей: половин вкладышей и их обойм, крышек подшипников и нижних половин их корпусов, корпусов подшипников и фундаментной плиты. Если фундамент недостаточно гасит передающиеся на него вибрации, то вибрация нижней фундаментной плиты приводит к неравномерной осадке фундамента, перекосам отдельных зон верхней фундаментной плиты, взаимному вертикальному смещению опор и как следствие — к расцентровке валопровода и прогрессирующему нарастанию вибрации.

Опыт эксплуатации показывает, что примерно 20 % времени вынужденных простоев турбоагрегатов связано с вибрационной наладкой. Например, иногда необходимая разовая установка грузов при балансировке роторов трехцилиндровой турбины в собственных подшипниках занимает 20 ч, а такая же работа на роторе генератора — 2 сут.

Особенно больших затрат сил, времени и средств с привлечением самого квалифицированного персонала требует вибрационная наладка турбоагрегатов новых конструкций. При их освоении часто появляются принципиально новые явления, требующие для своего изучения широкого привлечения научных работников исследовательских лабораторий и выполнения трудоемких наладочных работ. Такое положение возникло, например, при освоении энергоблоков сверхкритического давления, когда внезапно возникающая при определенной мощности низкочастотная вибрация не позволяла достичь номинальной мощности турбины.

Исследование турбоагрегатов показало, что каждый из них имеет вполне определенную предельную так называемую пороговую мощность, при достижении которой начинается интенсивная низкочастотная вибрация, исчезающая только после значительного уменьшения мощности. С ростом единичной мощности турбоагрегаты все ближе и ближе подходили к этому опасному пределу.

Впервые проблема низкочастотной вибрации серьезно встала для турбины К-300-23,5. На некоторых турбинах низкочастотная вибрация возникала при 220—290 МВт. На турбинах мощностью 500 МВт низкочастотная вибрация с амплитудой, достигавшей 180 мкм, возникла при 160 МВт, и понадобился год наладочных работ для того, чтобы поднять пороговую мощность до 320 МВт. В процессе наладки пришлось провести огромные работы по опробованию различных вариантов вкладышей подшипников, по исследованию влияния порядка открытия регулирующих клапанов; потребовались значительные изменения зазоров в проточной части турбины. В настоящее время турбина работает нормально при номинальной мощности.

Много проблем было с вибрационной наладкой турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ, ликвидировать низкочастотную вибрацию на которой удалось только после внедрения виброустойчивых уплотнений.

Иногда последствия повышенной вибрации бывают катастрофическими.

Пример 19.1. В 1972 г. на одной из ТЭС Японии при наладке турбоагрегата мощностью 600 МВт при частоте вращения 64,2 1/с (номинальная частота вращения 60 1/с) произошел разрыв валопровода в 17 местах. Причиной аварии послужила повышенная вибрация подшипника, вызвавшая отделение верхней половины вкладыша от нижней. Это изменило критическую частоту вращения валопровода и привело к ее совпадению с частотой вращения турбины, т.е. к явлению резонанса. Обломки валопровода, вкладышей и других деталей повредили маслопровод, что привело к пожару, длившемуся более 1,5 ч.

19.2. ВИБРАЦИЯ ОБОРОТНОЙ ЧАСТОТЫ

19.2.1. Общая причина вибрации

Вибрация оборотной частоты возникает из-за несовпадения центров тяжести отдельных сечений валопровода с линией, вокруг которой происходит его вращение. Такое несовпадение обычно возникает по двум основным причинам:

из-за несовпадения линии центров тяжести отдельных сечений с линией геометрических центров этих же сечений;

из-за смещения отдельных, даже уравновешенных сечений целиком относительно оси вращения (например, вследствие изгиба вала).

В свою очередь появление каждой из этих причин несовпадения центров тяжести отдельных сечений с осью вращения вызывается конкретными многочисленными обстоятельствами, которые рассматриваются ниже.

19.2.2. Неуравновешенность ротора

Неуравновешенность ротора является одной из основных причин вибрации. Она может возникать на стадиях изготовления, монтажа и сборки, а также в процессе эксплуатации. Небаланс, получаемый на стадии изготовления, обычно связан с недостаточной балансировкой ротора. Аналогичный небаланс возникает и при ремонтах турбины, когда замена отдельных поврежденных лопаток, бандажей и других деталей приводит к нарушению уравновешенности.

Особенно часты случаи появления вибрации при недостаточно внимательной эксплуатации. Обычно причиной появления неуравновешенности на работающей турбине является обрыв рабочих лопаток, бандажей и проволок.

Пример 19.2. Оценим неуравновешенную центробежную силу, возникающую, например, при отрыве рабочей лопатки последней ступени турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Ее масса составляет 12,8 кг, а центр масс расположен на радиусе примерно 1 м.

Неуравновешенная центробежная сила составит

$$R = m\omega^2 r = 12{,}8 \cdot 314^2 \cdot 1 = 12{,}0 \cdot 10^5 \text{ Н} \approx 125 \text{ тс},$$

где $\omega = 314$ рад/с — угловая частота вращения при $n = 50$ 1/с.

Рассмотрим пример вращения простейшего ротора на двух подшипниках с валом идеально круглого сечения (см. рис. 19.1). Если этот ротор сбалансирован, то при его вращении никакой вибрации не возникает. На первый взгляд это кажется странным, поскольку под действием собственного веса вал ротора прогнется, и центры масс отдельных сечений валопровода сместятся относительно оси, соединяющей центры расточек подшипника. Однако все дело как раз в том, что ротор будет вращаться не вокруг этой воображаемой оси, а вокруг криволинейной оси естественного прогиба вала, возникшего под действием силы тяжести. Поскольку центры масс сечений валопровода будут всегда находиться на оси вращения, то и никаких сил, возбуждающих вибрацию, не возникнет. Таким образом, *собственный вес вала вибрации не возбуждает.*

Иная картина возникает при появлении небаланса. Если, например, на периферии диска отсутствует масса m (например, вследствие отрыва лопатки), то возникает центробежная сила $P = m\omega^2 r$, вращающаяся вместе с ротором с угловой скоростью ω. Если зафиксировать изменение этой силы во времени отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, то нетрудно увидеть, что они изменяются по следующим законам:

$$R_x = m\omega^2 r \cos \omega\tau,$$

$$R_y = m\omega^2 r \sin \omega\tau.$$

Под действием вращающейся силы R ротор при своем вращении уже не будет сохранять фиксированное положение по отношению к расточкам подшипника, как это было в случае идеально уравновешенного ротора. Ротор начинает совершать сложное движение: во-первых, он по-прежнему будет вращаться вокруг своего геометрического центра (точка 0) с угловой скоростью ω, во-вторых, валопровод получит стрелу прогиба, а плоскость изгиба валопровода будет вращаться с угловой скоростью Ω, отличной от частоты вращения самого ротора и даже переменной во времени. Последний вид движения ротора называют прецессионным, а его угловую скорость — скоростью прецессии. Именно *прецессионное движение является причиной вибрации подшипников, фундаментной плиты и т.д.*

Сложное движение, совершаемое ротором, несколько похоже на движение волчка, запущенного с наклонным положением его оси. В этом случае волчок, вращается вокруг собственной оси, а его ось совершает прецессионное движение, описывая круговой конус.

Прецессионное движение приводит к переменному во времени действию шейки вала на масляную пленку, через которую передается усилие на корпус подшипника, возбуждая его вибрацию. В свою очередь колеблющийся корпус подшипника возбуждает вибрацию верхней фундаментной плиты и всего фундамента.

Появляющийся прогиб валопровода зависит, прежде всего, от частоты его вращения: при постепенном и медленном увеличении частоты вращения прогиб медленно увеличивается, затем резко возрастает, достигая максимума, и снова быстро убывает практически до нуля. *Частота вращения, при которой наблюдается резкий всплеск динамического прогиба вала, называется критической, или резонансной.*

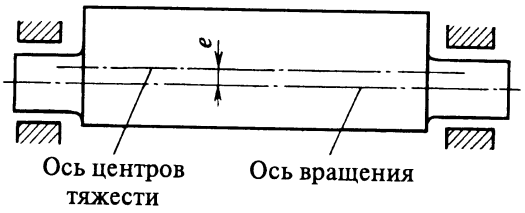


Рис. 19.2. Коленчатость ротора

Прогиб вала на критической частоте вращения зависит от двух величин: неуравновешенности ротора и сил сопротивления колебательному движению. Абсолютно уравновешенный ротор даже на критической частоте не вибрирует, прогиб неуравновешенного ротора прямо пропорционален смещению центра масс. Силы сопротивления в основном сосредоточены в масляной пленке, на которой вращается ротор.

Выше рассмотрено движение однодискового симметрического ротора. Картина качественно не изменится, если рассмотреть жесткий ротор (рис. 19.2), получивший неуравновешенность, например, вследствие неправильного изготовления, при котором возникла коленчатость — равномерное смещение центров тяжести всех сечений на величину e (это происходит при смещении оси центрального отверстия при неправильном изготовлении). Возникающая в результате коленчатости неуравновешенная сила $R = m_p \omega^2 e$, где m_p — масса ротора.

Легко убедиться, что даже небольшая коленчатость приводит к возникновению очень больших неуравновешенных сил.

Пример 19.3. Определим неуравновешенную силу, действующую на ротор, выполненный с коленчатостью $e = 0{,}1$ мм при угловой частоте вращения 314 рад/с.

Имеем

$$R = (G/g)\,\omega^2 e = (G/9{,}8) \cdot 314^2 \cdot 1 \cdot 10^{-4} \approx G,$$

т.е. при эксцентриситете, составляющем всего 0,1 мм, возникает неуравновешенная сила, равная силе тяжести ротора.

Поэтому допуски на размеры ротора при его изготовлении являются очень жесткими: радиальное биение не должно превышать 0,02 мм, а смещение центрального отверстия — 0,3 мм.

В общем случае эксцентриситеты в различных сечениях ротора различны, а линия, соединяющая центры масс отдельных сечений, является пространственной кривой.

Вибрация оборотной частоты, вызванная неуравновешенностью вала, имеет характерные особенности, позволяющие отличить ее от вибрации, вызванной другими причинами. Прежде всего, она имеет синусоидальный характер и ее интенсивность растет с увеличением частоты вращения.

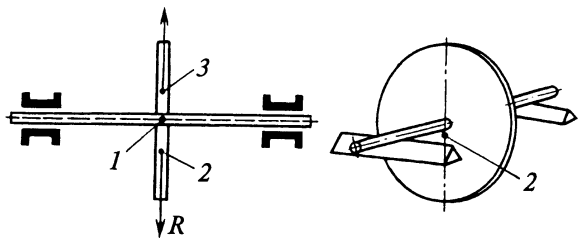


Рис. 19.3. Статическая балансировка тонкого диска
1 — геометрический центр диска; *2* — центр масс; *3* — балансировочный груз

Для ликвидации вибрации, вызванной неуравновешенностью роторов, необходима балансировка. В процессе изготовления ротор обязательно проходит статическую и динамическую балансировку. Статической балансировке подвергают облопаченные диски. Диск (рис. 19.3) надевают на оправку и устанавливают на призматические ножи из закаленной стали. Если диск не уравновешен, то он повернется так, что его центр масс окажется внизу. Тогда с противоположной стороны устанавливают балансировочный груз *3* или в зоне центра масс снимают ее избыток. Затем статически отбалансированные диски сажают на вал с натягом.

Статическая балансировка достаточна только для тонких дисков, насаженных на вал без перекосов. Для многодисковых роторов необходима динамическая балансировка. Действительно, представим себе многодисковый ротор, имеющий неуравновешенность R в одном из дисков, например, в предпоследнем (рис. 19.4, *а*). Ротор можно уравновесить, установив балансировочный груз в плоскости неуравновешенного диска. Однако на практике установить, в каком из дисков ротора имеется неуравновешенность, невозможно, поэтому для статической балансировки уравновешивающий груз придется установить в плоскости другого диска. Тогда при отсутствии вращения ротор будет вполне уравновешен, хотя неуравновешенность R и груз R_y будут установлены в разных поперечных плоскостях.

Если теперь привести статически уравновешенный ротор во вращение, то силы R и R_y будут изгибать вал ротора (рис 19.4, *б*). Плоскость изгиба вала будет вращаться, вызывая вибрацию подшипников и, следовательно, всего турбоагрегата. Таким образом, *неуравновешенность статически уравновешенного ротора обнаруживается только при вра-*

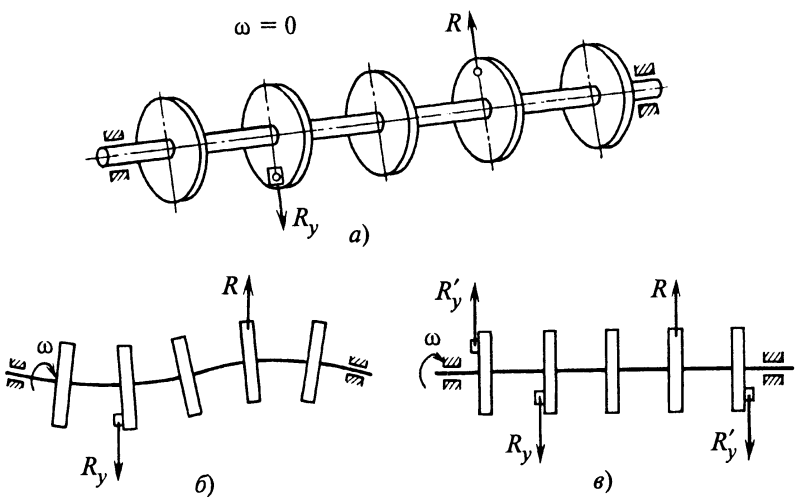


Рис. 19.4. Динамическая неуравновешенность ротора и ее устранение
а — статическая балансировка; *б* — динамически неуравновешенный ротор; *в* — уравновешенный ротор

щении и поэтому ее называют динамической неуравновешенностью. Для ее ликвидации необходимо установить в любых двух поперечных плоскостях равные грузы, не нарушающие статической балансировки (рис. 19.4, *в*), но изгибающие вал в направлении, противоположном изгибу от сил R и R_y. Правильный подбор этих грузов, создающий силы R'_y позволяет ликвидировать динамический прогиб вала. Это и называют динамической балансировкой. Балансировочные грузы обычно устанавливают в плоскостях первого и последнего дисков ротора (а иногда и в промежуточных дисках), которые наиболее доступны и достаточно удалены друг от друга.

Балансировка производится на турбинном заводе на балансировочном станке в специальных вакуумных камерах и обязательно на рабочей частоте вращения. При ремонтах турбины или вследствие аварий может появиться неуравновешенность, которую устраняют в условиях электростанции путем балансировки в собственных подшипниках турбины.

Идеальную балансировку осуществить нельзя, и ротор всегда будет иметь некоторый остаточный небаланс. Поэтому важно представлять себе другие меры, с помощью которых уже при заданном остаточном небалансе можно уменьшить вибрацию валопровода. Уровень вибрации в сильной степени зависит от частоты возмущающих сил, их распределения вдоль оси валопровода и его вибрационных характеристик.

Частота возмущающей силы, вызванная неуравновешенностью ротора известна: она совпадает с частотой вращения ротора и, в частности, для теплофикационных турбин для привода генератора при рабочей частоте вращения составляет 50 Гц. Характер распределения возмущающих сил вдоль оси ротора определяется законом распределения эксцентриситета вала вдоль оси. В общем случае линия эксцентриситетов является пространственной кривой, индивидуальной для каждого ротора. Установить ее характер какими-либо прямыми измерениями невозможно. Однако это можно сделать косвенными методами, например, путем анализа вибрации подшипников и концов вала и проведения соответствующих расчетов.

Под вибрационными характеристиками валопровода принимают критические частоты валопровода и соответствующие им главные формы.

Выше при рассмотрении движения однодискового неуравновешенного ротора (см. рис. 19.1) выяснилось, что действие неуравновешенной вращающей силы, эквивалентно действию двух невращающихся сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях и изменяющихся во времени соответственно по законам косинуса и синуса. Совершенно аналогично движение центра вала по сложной кривой в пространстве можно представить себе как наложение движений в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Иными словами, вместо того чтобы рассматривать сложное пространственное движение вала, можно рассматривать относительно простое движение в каждой из плоскостей (так называемые поперечные, или изгибные колебания) с условиями закрепления, совпадающие с закреплением ротора в подшипниках. При такой схематизации опоры ротора можно считать шарнирами (рис. 19.5).

Если некоторую произвольным образом опертую балку в начальный момент времени изогнуть произвольным образом, а затем отпустить, то балка начнет совершать произвольные колебания, каждая ее точка будет перемещаться во времени по произвольному (негармоническому) закону, и поэтому гово-

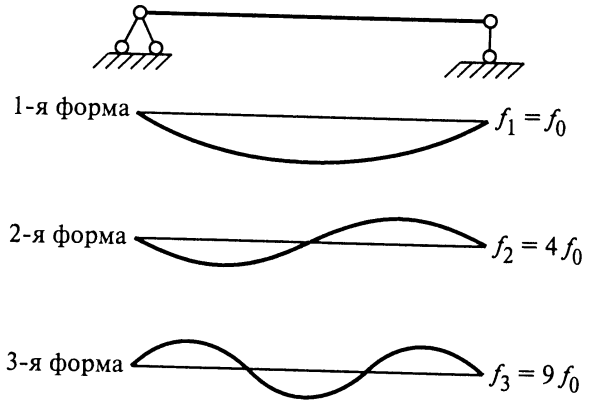


Рис. 19.5. Первые три главные формы колебаний шарнирно опертой балки постоянного сечения

рить о какой-то частоте колебаний в этом случае нет смысла. Существуют, однако, вполне определенные формы начального изгиба рассматриваемой балки, которые будут давать строго синусоидальные колебания во времени. Эти формы называются главными формами, а соответствующие им частоты — собственными частотами. Совокупность соответствующих собственной частоты и главной формы называются тоном колебаний. Тон колебаний, соответствующий самой низкой частоте, называется основным. Например, для балки, показанной на рис. 19.5, главными формами являются синусоиды, а соответствующие им частоты собственных колебаний пропорциональны квадрату номера тона колебаний.

Важно четко усвоить, что вибрационные характеристики — это характеристики системы (в данном случае валопровода).

Теоретически ротор реального турбоагрегата имеет бесчисленное количество критических частот, с которыми не должна совпадать рабочая частота вращения. Если в процессе выхода на рабочую частоту ротор турбоагрегата не проходит критических частот, то такой ротор называют жестким. Если же рабочая частота вращения больше хотя бы одной из критических скоростей, то такой ротор называют гибким. Эти названия связаны с тем, что чем выше жесткость конструкции ротора (больше диаметр его вала и меньше длина), тем большую критическую частоту вращения он имеет.

Жесткий ротор, конечно, всегда предпочтительнее, но в современных конструкциях длина ротора и его масса (с увеличением и того, и другого критическая частота уменьшается) столь велики, что жесткие роторы мощных турбин встречаются очень редко. При этом необходимо учитывать снижение критической частоты вращения из-за податливости масляной пленки.

Обычно интерес представляют первые несколько критических частот, наибольшие значения которых не превышают удвоенной рабочей частоты вращения. В табл. 19.1 представлены значения критических частот некоторых турбоагрегатов.

Знание вибрационных характеристик валопровода позволяет определить его реакцию на внешнее переменное воздействие, иными словами, выяснить, существуют ли условия для возникновения интенсивной вибрации или нет. Выше отмечалось, что интенсивные колебания возникают при совпадении частоты возмущающихся сил с частотой собственных колебаний (при резонансе). *Применительно к роторам турбин резонанс возникает при совпадении частоты вращения с критическими*

Таблица 19.1

Критические частоты вращения некоторых теплофикационных турбоагрегатов, об/мин

Турбина	Электрогенератор	Номер критической частоты вращения валопровода						
		1	2	3	4	5	6	7
Т-250/300-24,5 ТМЗ	ТВВ-320-2	950	1590	1680	1690	1700	2800	> 6000
Т-180/210-12,8 ЛМЗ	ТГВ-200М	1462	1490	2200	2545	4360	—	—
	ТВВ-200-2А	1605	1946	2271	2562	4707	—	—
Т-185/220-12,8 ТМЗ	ТГВ-200М	1300	1660	1700	1860	3439	—	—
Т-110/120-12,8 ТМЗ	ТВФ-120-2	1410	1830	1980	2000	3980	—	—
ПТ-135/145-12,8 ТМЗ	ТВВ-160УЗ	1410	1500	1820	4000	—	—	—
ПТ-80/100-12,8-1,3 ЛМЗ	ТВФ-120-2	1580	2214	2470	4650	—	—	—
ПТ-60/75-12,8-1,3 ЛМЗ	ТВФ-63-2	1862	2340	5491	—	—	—	—
Р-100-12,8 ТМЗ	ТВФ-100-2	1400	1740	4060	—	—	—	—
Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ	ТВФ-60-2	1862	2215	5491	—	—	—	—

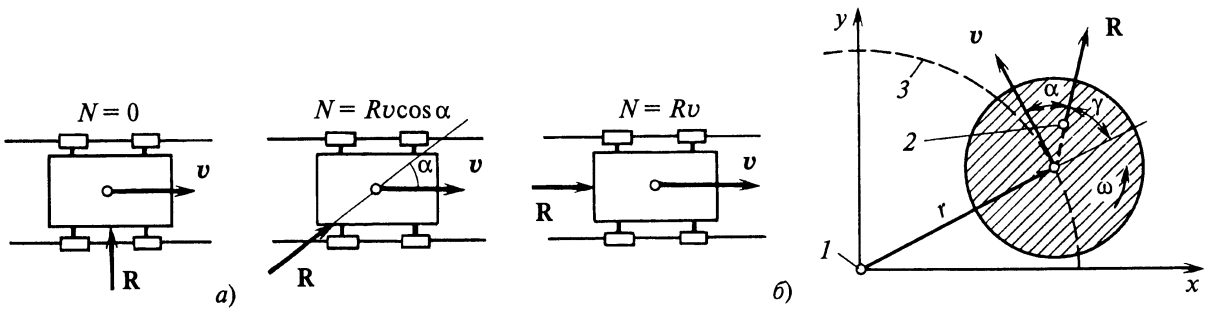


Рис. 19.6. Движение шейки вала в расточке вкладыша
а — иллюстрация эффективности силы, приложенной к тележке, в зависимости от ее направления; *б* — движение шейки вала; *1* — центр вкладыша; *2* — центр масс; *3* — траектория движения центра шейки вала

астотами вращения. Естественно возникает во-рос — в чем причина этого явления?

Ответ на этот вопрос можно получить из ис. 19.6, основываясь на следующих рассуждени-х. Известно, что мощность силы равна произведе-ию силы, скорости тела и косинуса угла, образо-анного ими (рис. 19,6, *а*):

$$N = R\,v\cos\alpha\,.$$

Максимальный эффект от действия силы наблю-ается в том случае, когда векторы **R** и $\boldsymbol{v}$ направле-ы в одну сторону.

Возвращаясь к ротору (см. рис. 19.6,б), видим, то действующей на него силой является неуравно-ешенная сила **R**, а скорость $\boldsymbol{v}$ всегда направлена по асательной к траектории движения центра шейки ала. При малых частотах вращения прогиб вала, зображаемый вектором **r**, будет следовать за воз-ущающей силой **R**, т.е. угол γ будет равняться ну-ю. При увеличении частоты вращения вследствие нерции движения ротора вектор прогиба **r** начина-т отставать от вектора возмущающей силы **R**, при-ем с увеличением частоты вращения отставание удет расти. При некоторой частоте вращения век-оры **R** и $\boldsymbol{v}$ совпадут по направлению, и в этот мо-ент мощность, передаваемая силой валу, будет аксимальна. Это и есть момент резонанса. При альнейшем увеличении частоты вращения между екторами **R** и $\boldsymbol{v}$ опять появится угол и эффект воз-ущающей силы **R** уменьшится.

Таким образом, *причиной повышенной вибрации отора при резонансе является совпадение направ-ений действия неуравновешенной силы и скорости рецессионного движения ротора*. Рабочая частота ращения турбоагрегата, безусловно, должна отли-аться от критической с достаточным запасом. Од-ако неправильный монтаж, при котором недоста-очно учитывается изменение условий работы при ереходе от монтажных к рабочим, может изменить критическую частоту и приблизить ее к рабочей. Такое положение, например, возникает при неравномерном тепловом расширении корпусов подшипников. В этом случае какая-либо из опор валопровода окажется разгруженной, и критическая частота соответственно уменьшится. Аналогичным образом может повлиять податливость масляной пленки, на которой вращаются шейки вала. Изменение формы и размеров расточки при ремонте и температуры масла также может приблизить критические скорости к опасному пределу.

На уровень вибрации существенное влияние оказывает распределение эксцентриситета вдоль оси валопровода. Выше отмечалось, что линия эксцентриситета представляет собой пространственную кривую. В курсе математики показывается, что эту кривую можно рассматривать как сумму плоских кривых, совпадающих с главными формами, масштаб которых зависит от конкретного вида линии эксцентриситета. Наиболее опасной составляющей возмущающей силы является та, которая соответствует тону колебаний, ближе всего находящемуся к рабочей частоте вращения. Рассмотренный выше процесс балансировки по существу является процессом уменьшения составляющих кривой эксцентриситетов, отвечающих нескольким первым тонам колебаний.

19.2.3. Нарушение посадки деталей

При нарушении контакта сопрягаемых поверхностей вала и насадной детали (рабочего диска, втулки уплотнения и т.д.) происходит смещение центра масс насаженной детали относительно оси вращения, что приводит к разбалансировке ротора. Нарушение посадки может происходить по разным причинам.

Натяг посадки рабочих дисков (разность размеров вала и отверстия диска до посадки) составляет десятые доли миллиметра и при изготовлении должен выдерживаться с очень большой точностью, так как при увеличении натяга увеличивается напряженность диска и появляется опасность его разрыва, а при его уменьшении возникает опасность освобождения диска при частоте вращения, меньшей номинальной.

Характерными признаками вибрации, связанной с появлением зазора и смещением диска, являются ее возникновение на строго определенной частоте вращения (частоте освобождения), увеличение ее интенсивности при дальнейшем повышении частоты вращения и исчезновении вибрации при снижении частоты вращения из-за восстановления посадки.

При работе насаженной детали при высокой температуре происходит постепенное ослабление посадки, вызывающее постепенное снижение освобождающей частоты вращения и постепенное нарастание вибрации. Поэтому в области высоких температур стремятся избегать соединения деталей ротора путем насадки.

Ослабление посадки может быть временным, когда, например, из-за подачи пара с быстро повышающейся температурой деталь расширяется значительно быстрее, чем вал. Такая ситуация, в частности, может возникнуть при подаче горячего пара на уплотнения, выполненные на насадных втулках. Характерными признаками возникновения вибрации по этой причине является ее постепенное ослабление по мере разогрева вала и восстановлении натяга.

19.2.4. Прогибы вала и задевания

Все рассмотренные выше причины вибрации оборотной частоты относились к случаю появления небаланса. Другой причиной вибрации является деформация вала, вследствие которой центры масс отдельных сечений, несмотря на то, что они могут совпадать с геометрическими центрами, начинают вращаться вокруг некоторой оси, отличной от оси вала (прецессировать).

19.2.4.1. Дефекты соединения и центровки роторов. Если два вала соединены полумуфтами с радиальной расцентровкой δ (рис. 19.7, *а*), или с изломом γ (рис. 19.7, *б*), или с тем и другим одновременно (рис. 19.7, *в*), то это приводит к тому, что весь валопровод будет вращаться вокруг некоторой кривой, а отдельные его участки окажутся смещенными относительно нее, что и вызовет при чрезмерных расцентровках интенсивную вибрацию.

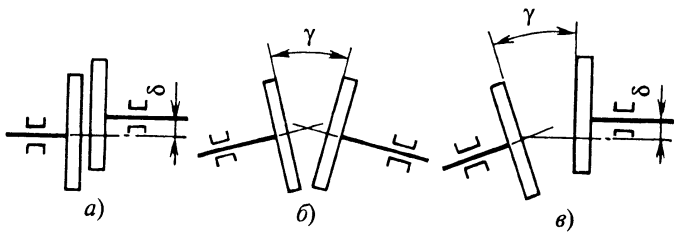
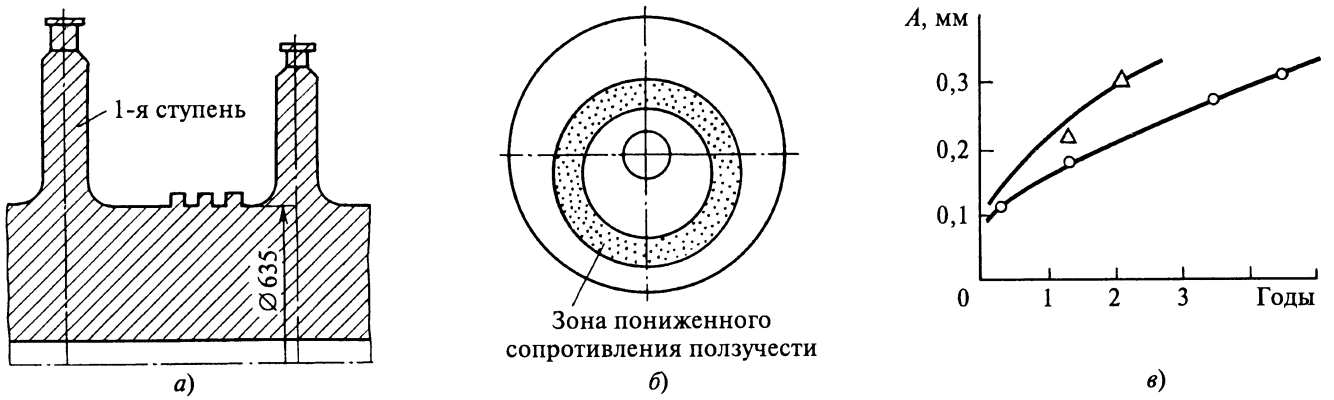


Рис. 19.7. Расцентровки роторов
а — радиальная; *б* – угловая; *в* — смешанная

Не касаясь технологии прицентровки отдельных роторов валопровода друг к другу, подчеркнем, что центровка должна быть обеспечена в рабочих условиях с учетом возможных тепловых расширений корпусов подшипников у разных цилиндров, их возможного проседания (например, встроенных подшипников ЦНД) от сил атмосферного давления и веса охлаждающей воды в конденсаторе, тепловых деформаций колонн фундамента из-за расположенных рядом горячих паропроводов, подогревателей и т.д. С учетом этих обстоятельств при монтаже ротор сознательно устанавливают с рассчитанными расцентровками, для того чтобы обеспечить центровку при переходе к рабочим условиям.

Особенностью вибрации, вызванной расцентровками, является ее местный характер: обычно наблюдается интенсивная вибрация того корпуса подшипника, в котором валы соединены с расцентровкой. При этом наиболее сильно изнашиваются баббитовые заливки вкладышей этих же подшипников.

19.2.4.2. Прогибы вала. Прогиб вала ротора по любым причинам, кроме собственного веса, вызывает вибрацию оборотной частоты. Иногда вибрация оборотной частоты вызывается тепловой анизотропией ротора. Как известно, роторы и валы турбин изготовляют из поковок, которые в свою очередь получают ковкой отливок. Неравномерное затвердевание отливки в изложнице приводит к неравномерности по сечению отливки свойств материала, имеющий, однако, примерно осевую симметрию. Если при ковке вала окажется, что его ось сильно отклонится от оси отливки, то может появиться анизотропия (разные свойства по разным направлениям) коэффициента линейного расширения: часть волокон, например, с одной стороны вала будет при нагревании расширяться больше остальных. Поэтому при пуске турбины даже с абсолютно уравновешенным ротором появится изгиб вала и



а) б) в)

Рис. 19.8. Появление вибрации ротора вследствие асимметрии сопротивления его материала ползучести
а — зона максимального прогиба; *б* — зона пониженного сопротивления ползучести; *в* — нарастание остаточного прогиба в процессе эксплуатации на двух японских турбинах

ибрация, зависящая от степени прогиба вала. Для сключения тепловой анизотропии каждая заготовка отора проходит тепловую пробу: заготовка помещается в печь, нагревается очень медленно при едленном вращении до температуры, на 50 °С превосходящей рабочую, и после выдержки в течение 2 ч проверяется биение ротора. Если последнее превышает 0,05 мм, то такой ротор бракуется.

Поскольку причиной проявления тепловой анизотропии является нагрев ротора, то вибрация, связанная с ней, зависит от уровня температур ротора , следовательно, от нагрузки турбоагрегата. Вместе с тем важно подчеркнуть, что никакими методами исправить ротор, имеющий тепловую анизотропию, невозможно.

Неравномерность температуры вала по сечению процессе термообработки поковки может привести к появлению в ее сечениях кольцевой зоны рис. 19.8, *б*) с пониженным сопротивлением ползучести, смещенной относительно оси.

Пример 19.4. Такая картина возникла в роторах ЦВД ЦСД ряда японских турбин с температурой пара, поступающего в цилиндры, 566 °С. В результате в области регулирующей ступени (рис. 19.8, *а*) происходил односторонний изгиб ротора, совпадающий со смещением зоны пониженного сопротивления ползучести и достигающий через 2—4 года 0,3 мм (рис. 19.8, *в*). В результате эксплуатация турбины становилась невозможной из-за сильной вибрации ротора.

Для исключения возможности нарушения симметрии требуется, чтобы в процессе термообработки разность температур по сечению не превышала 6 °С.

Неправильная сборка ротора, в частности, недостаточные тепловые зазоры между дисками

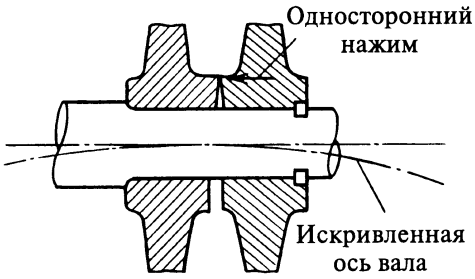


Рис. 19.9. Изгиб вала из-за непараллельности торцов дисков при недостаточных осевых зазорах

(рис. 19.9), также может быть причиной вибрации оборотной частоты. Торцы соседних дисков не могут быть выполнены строго параллельными. Поэтому при недостаточном зазоре между дисками при их тепловом расширении возникает односторонний контакт, ведущий к изгибу вала и появлению вибрации.

Наиболее частыми причинами прогиба вала являются его неравномерные по сечению прогрев или остывание. В этом случае волокна вала, имеющие большую температуру, расширяются сильнее, меньшую — слабее. Вследствие этого ротор прогибается в сторону, где температура выше.

Оценить прогиб можно по приближенной формуле

$$f_{\text{макс}} = (\alpha_{\text{т}} \Delta t l^2)/(8 d_{\text{в}}), \qquad (19.2)$$

где $f_{\text{макс}}$ — максимальный прогиб ротора (рис. 19.10); $d_{\text{в}}$ — средний диаметр вала ротора; l — расстояние между подшипниками; Δt — разность температур по сечению вала; $\alpha_{\text{т}}$ — коэффициент линейного расширения.

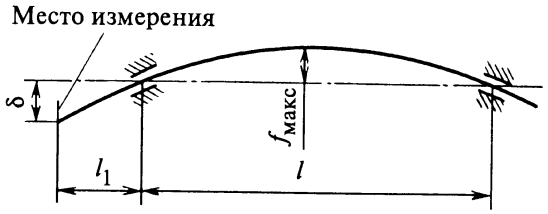


Рис. 19.10. Измерение прогиба вала

Пример 19.5. Оценить прогиб ротора при разности температур Δt = 1 °С, если его длина l = 5 м, диаметр вала $d_в$ = 0,4 м, а коэффициент линейного расширения материала вала $\alpha_t = 12 \cdot 10^{-5}$ 1/К.

Используя последнюю формулу, получаем

$$f_{макс} = (12 \cdot 10^{-5} \cdot 5^2)/(8 \cdot 0{,}4) = 93{,}8 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0{,}1 \text{ мм}.$$

Обратим внимание на то, что при Δt = 5 °С стрела прогиба уже достигает 0,5 мм и, если учесть всплывание ротора на масляном слое в подшипниках, возникает реальная опасность задеваний в уплотнениях, расположенных вблизи середины пролета вала.

При легких задеваниях, особенно на малой частоте вращения, происходит слабый износ уплотнений без особых последствий. Однако сильные задевания, даже если они, благодаря бдительности персонала, не приведут к тяжелым последствиям, крайне нежелательны. В таком, даже недлительном, режиме работы происходит очень сильный износ уплотнений, и в дальнейшем весь межремонтный период турбина работает с повышенной утечкой пара в диафрагменных и концевых уплотнениях, что снижает ее экономичность.

При неудачной конструкции уплотнений или при очень значительной разности температур ротор может получить остаточный прогиб (см. гл. 17) и потребуется его правка в заводских условиях. Важно подчеркнуть, что *при сильных задеваниях вследствие все увеличивающегося прогиба вала вибрация будет непрерывно возрастать.*

Для исключения возможности неравномерного нагрева ротора турбина снабжена валоповоротным устройством, которое работает непрерывно вплоть до полного остывания турбины при остановке, а также при пуске турбины.

Для контроля теплового изгиба ротора турбину снабжают специальным электромагнитным устройством, позволяющим по перемещению δ консоли вала, расположенной в корпусе переднего подшипника, оценить стелу прогиба вала (рис. 19.10) по приближенной формуле

$$f_{макс} = \left(\frac{l}{2l_1}\right)/\delta .$$

Характерной особенностью вибрации оборотной частоты, вызванной тепловым изгибом вала, является ее исчезновение по мере прогрева ротора. Поэтому часто при ее появлении при пуске турбины путем снижения частоты вращения (уменьшения подачи пара) удается лучше прогреть ротор на сниженных оборотах с последующим увеличением частоты вращения уже без повышения уровня вибрации.

Тепловой прогиб ротора турбины, таким образом, носит временный характер. Но в роторе электрического генератора при несовершенной системе охлаждения могут возникнуть неравномерное стационарное температурное поле и стационарный прогиб, вызывающий вибрацию.

19.2.4.3. Задевания вращающихся деталей о неподвижные. Следует помнить, что любые задевания деталей ротора о статор неизбежно приводят к сильной вибрации. При задеваниях вследствие трения в короткое время выделяется большое количество тепла, которое неизбежно вызывает коробление деталей в зоне задеваний и, следовательно, нарушение балансировки или расцентровку.

Внезапное появление сильной вибрации всегда свидетельствует о серьезных нарушениях в проточной части турбины, и поэтому все инструкции предусматривают в этом случае необходимость быстрой остановки турбины.

19.3. НИЗКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ

Низкочастотной вибрацией называют вибрацию турбоагрегата с частотой, близкой к половине частоты вращения. Причина низкочастотной вибрации коренным образом отличается от причин вибрации оборотной частоты. Последняя возникает при появлении сил неуравновешенности и исчезает вместе с их исчезновением. *Низкочастотная вибрация возникает в случае потери устойчивости вращения вала на масляной пленке подшипника.*

При низкочастотной вибрации случайно появившиеся отклонения вала от состояния устойчивого вращения вызывают появление сил, которые поддерживают эти отклонения и даже усиливают их, несмотря на то, что случайная сила, вызвавшая отклонения от положения равновесия, исчезла. Такой вид колебаний в технике называется самоподдерживающимися колебаниями, или автоколебаниями.

Таким образом, всякий конкретный уравновешенный валопровод при некоторых условиях работает спокойно, без вибрации, а при некоторых внезапно теряет устойчивость вращения с возникновением интенсивных колебаний.

Возможность потери устойчивости вращения в первую очередь определяется конструкцией рото-

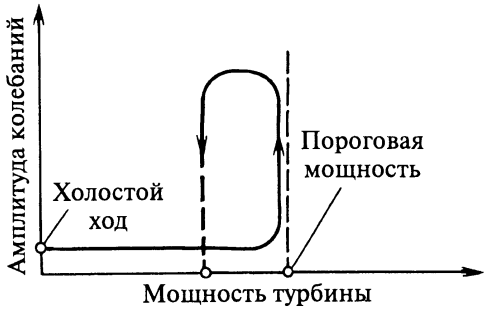


Рис. 19.11. «Затягивание» низкочастотной вибрации

ра и его вибрационными характеристиками. Жесткие роторы практически не подвержены низкочастотной вибрации. Реальные роторы во многих случаях имеют первую критическую скорость, примерно равную половинной частоте вращения. В этом случае возникающая низкочастотная вибрация обычно весьма интенсивна.

Одной из характерных особенностей автоколебаний является их «затягивание», показанное на рис. 19.11. Интенсивная вибрация возникает при некотором значении мощности (эту мощность называют «пороговой», так как она дает начало неустойчивому вращению ротора), но не прекращается немедленно после ее снижения. Необходимо значительно уменьшить мощность для прекращения вибрации. Например, при наладке одной из турбин мощностью 800 МВт низкочастотная вибрация возникла при 720 МВт, а при ее устранении требовалось снижение мощности иногда до 650 МВт. Такой характер протекания вибрации станет вполне понятным, если еще раз вспомнить, что *низкочастотная вибрация — это автоколебательный процесс, при котором колебания, возникнув по любой причине, поддерживают сами себя, даже если эта причина и перестала действовать.*

По источникам возникновения низкочастотную вибрацию принято делить на два вида: масляную, источником которой является масляный слой опорного подшипника, и паровую, вызываемую силами, действующими в проточной части турбины.

19.3.1. Масляная вибрация и ее предупреждение

Процесс возникновения автоколебаний в масляном слое подшипника можно уяснить из простой модели, показанной на рис. 19.12.

Пусть невесомая шейка вала, на которую не действуют никакие силы, вращается в расточке подшипника. В этом случае центр шейки O_1 будет совпадать с центром расточки O и вибрации не возникнет. Представим себе, что в некоторый момент шейка отклонится вертикально вниз на величину e под действием некоторой случайной силы, после чего последняя исчезнет.

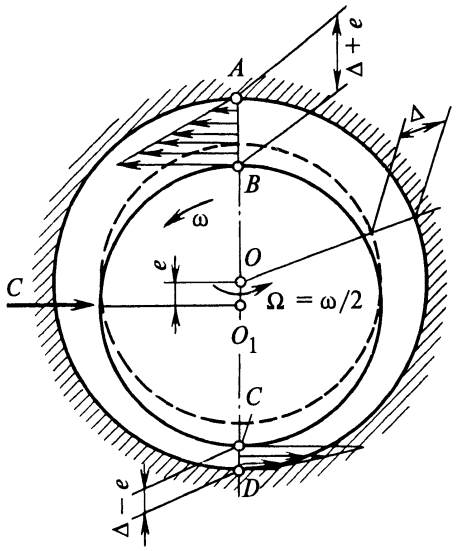


Рис. 19.12. Схема возникновения масляной вибрации

Рассмотрим расходы масла через сечения AB и CD в момент смещения шейки вала вниз. Масло, увлекаемое вращающейся шейкой, в точках B и C имеет скорость $\omega r_{ш}$, где $r_{ш}$ — радиус шейки вала, а в точках A и D — скорость, равную нулю, так как во всех случаях масло прилипает к металлу. В первом приближении можно считать, что скорость масла в зазоре изменяется по линейному закону и поэтому показанные на рис. 19.12 треугольные эпюры изображают секундные объемные расходы масла через зазор, ширина которого (в направлении, перпендикулярном чертежу) равна единице. Таким образом, через сечение AB входит количество жидкости, равное $^1/_2(\Delta + e)\omega r_{ш}$, а через сечение CD входит количество жидкости, равное $^1/_2(\Delta - e)\omega r_{ш}$.

Разность объемных расходов масла $e\omega r_{ш}$ должна остаться в зазоре слева от линий AB и CD. Однако масло — жидкость практически не сжимаемая, поэтому в рассмотренной области возникает повышенное давление, которое будет стремиться сдвинуть всю шейку вала вправо с тем, чтобы создать недостающий объем для разности расходов масла.

Таким образом, следствием действия случайной вертикальной силы явилось не только соответствующее смещение шейки вала вниз, но и появление силы C, действующей перпендикулярно смещению. Под действием силы C шейка вала сдвигается впра-

во, а точнее повернется вокруг точки O с некоторой угловой скоростью Ω, отличной от частоты вращения ω. Но при сдвиге шейки вправо уменьшится правый боковой зазор и появится сила, действующая вертикально вверх, которая будет уменьшать верхний зазор, и т.д.

В действительности ротор будет перемещаться не рывками, а непрерывно: из-за случайного сдвига ротора вниз на величину вектора e появляется сила C, которая приложена перпендикулярно смещению шейки и создает прецессию шейки вокруг центра расточки подшипника. Сила C вращается вместе с шейкой, поэтому ее называют циркуляционной силой. Из рис. 19.12 видно, что, хотя сила C действует перпендикулярно смещению шейки, она совпадает с направлением скорости прецессионного движения, поэтому, как и в случае резонанса, создаются очень благоприятные условия для увеличения размаха прецессии.

Итак, уже стал ясен механизм возникновения самоподдерживающейся прецессии, т.е. вибрации. Вернемся к рис. 19.12 и определим скорость прецессии. Видно, что линейная скорость прецессии равна Ωe, а освобождающийся в единицу времени объем для количества жидкости $e\omega r_{ш}$ будет равен $\Omega e 2 r_{ш}$. Приравнивая два последних выражения, получаем $\Omega = \omega/2$, т.е. *масляные циркуляционные силы вызывают прецессию с частотой, равной половине частоты вращения.*

Реальное течение масла в подшипнике намного сложнее рассмотренного. Можно строго показать, что причиной появления циркуляционной силы является различие упругих свойств масляной пленки, на которой вращается ротор, в горизонтальном и вертикальном направлениях. Неодинаковость упругих свойств масляной пленки в разных направлениях приводит к тому, что при случайных смещениях шейки вала в каком-нибудь направлении появляется самоподдерживающаяся циркуляционная сила, создающая непрерывную прецессию вала. Еще раз подчеркнем, что *неуравновешенность вала никакого отношения к низкочастотной вибрации не имеет, поэтому ее невозможно ликвидировать посредством более тщательной балансировки.*

В соответствии с рассмотренной схемой низкочастотная вибрация возникает при появлении любых случайных сил, которые всегда присутствуют. Вместе с тем опыт говорит о том, что низкочастотная вибрация возникает далеко не всегда, а лишь при определенных условиях. Дело в том, что масляная пленка обладает не только упругими свойствами, которые способствуют возникновению низкочастотной вибрации, но и свойствами гашения вибрации за счет сил трения (демпфирующими свойствами), возникающих при взаимном смещении отдельных слоев масла в пленке относительно друг друга. Возникнет или не возникнет низкочастотная вибрация — зависит от конкретного сочетания упругих и демпфирующих свойств в конкретном подшипнике и при конкретных условиях работы.

Определяющим в возможности возникновения масляной низкочастотной вибрации является положение шейки вала в расточке вкладыша. Теоретически в зависимости от условий работы центр шейки вала может занимать положение от самого нижнего, когда шейка не вращается, до самого верхнего (при бесконечно большой частоте вращения), совпадающего с центром расточки. Практика показывает, что для несегментных подшипников чем больше всплытие шейки, тем больше вероятность возникновения низкочастотной вибрации. Как правило, при всплытии шейки вала на высоту более 30 % максимально возможной (0,3 Δ, см. рис. 19.12) вращение ротора становится неустойчивым.

Всплытие шейки вала определяется значением комплекса

$$S = p\varphi^2/(\mu\omega), \qquad (19.3)$$

который называется критерием нагруженности подшипника.

В этот комплекс входят: p — условное удельное давление на нижнюю половину вкладыша, равное отношению силы P, действующей на подшипник, к произведению диаметра шейки вала $d_{ш}$ на ширину L вкладыша; $\varphi = \Delta/r_{ш}$ — относительный зазор во вкладыше; μ — коэффициент динамической вязкости масла; ω — угловая частота вращения ротора.

При движении двух слоев жидкости относительно друг друга между ними возникает сила трения, или сила вязкости, зависящая от природы жидкости и относительной скорости слоев. Коэффициентом динамической вязкости μ называется сила трения, возникающая между двумя слоями жидкости, отнесенная к единице площади контакта, при разности скоростей слоев в 1 м/с. Таким образом, единица вязкости Па · с.

Чем меньше значение критерия нагруженности, тем сильнее всплытие шейки вала, и тем больше вероятность потери устойчивости вращения. Поэтому имеется некоторое предельное значение $S_{макс}$, определяющее границу устойчивости.

Формула (19.3) позволяет провести анализ влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на возможность возникновения низкочастотной вибрации.

1. С ростом частоты вращения ω значение критерия нагруженности уменьшается, а вероятность возникновения низкочастотной вибрации увеличивается. Поэтому *возникновение низкочастотной вибрации в процессе разворота турбины или на холостом ходу является характерным признаком масляной вибрации.*

2. Заметное влияние на возникновение масляной вибрации оказывает температура масла, которая определяет его вязкость μ. Чем ниже температура масла, тем больше его вязкость и больше всплытие шейки вала и тем вероятнее потеря устойчивости вращения. Поэтому, чем выше температура масла, тем это лучше с точки зрения устойчивости ротора. Однако высокая температура масла приводит к снижению несущей способности масляной пленки и ее демпфирующих свойств, вызывает износ вкладыша и приводит к преждевременному старению масла. Поэтому для каждого турбоагрегата (и даже для каждого подшипника) устанавливается узкий диапазон изменения допустимых значений температуры масла на входе в подшипник. В практике наладки вибрационного состояния бывали многочисленные случаи, когда в результате повышения температуры масла удавалось повысить частоту вращения, при которой происходила потеря устойчивости вращения.

3. Большое влияние на момент потери устойчивости вращения оказывает удельное давление p: с ростом давления опасность возникновения масляной вибрации снижается. Однако удельное давление не может быть чрезмерно большим, так как его значение определяет толщину масляной пленки и интенсивность износа, особенно при трогании машины и работе на валоповоротном устройстве.

При выбранных размерах вкладыша удельное давление определяется силой, действующей со стороны валопровода на вкладыш подшипника. Валопровод мощной турбины имеет восемь-десять опорных вкладышей, в которые укладываются отдельные роторы цилиндров. Подшипники при монтаже должны быть установлены так, чтобы при переходе от монтажных условий к рабочим обеспечивались не только центровка отдельных роторов, но и предусмотренные радиальные нагрузки на отдельных вкладышах. В противном случае какой-либо из подшипников может оказаться чрезмерно разгруженным и стать источником низкочастотной вибрации.

Аналогичный эффект проявляется и в условиях эксплуатации, когда, например, прокладка не предусмотренных проектом горячих трубопроводов или установка непредусмотренных теплообменников может повлечь непредусмотренное вертикальное расширение колонн фундамента, вызывающее деформацию верхней фундаментной плиты и изменение усилий, действующих на подшипники. К такому же эффекту приводит неравномерная осадка фундаментной плиты.

При парциальном подводе пара нагрузка, действующая на подшипник, может изменяться по мере открытия клапанов, и при неправильном порядке их открытия возникает сила, разгружающая подшипник. Такой случай изображен на рис. 19.13, *а*. Если

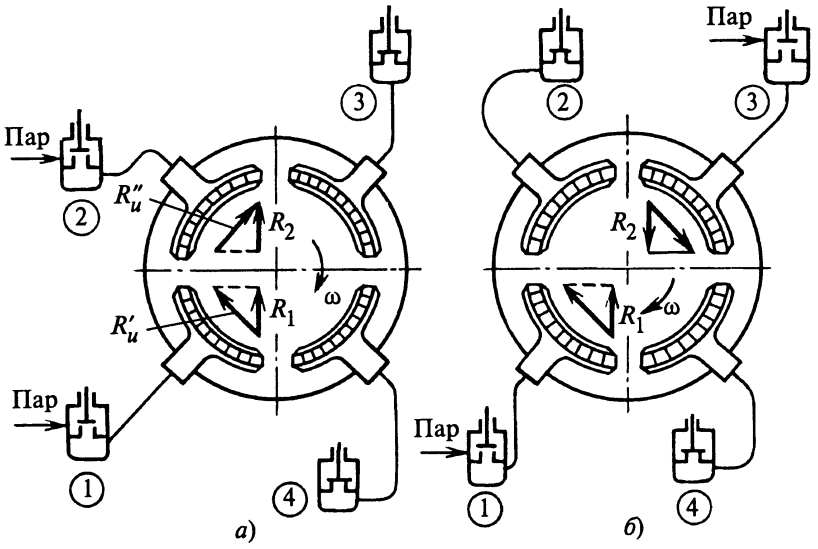


Рис. 19.13. Появление разгружающей силы на шейке вала при неправильном (*а*) и правильном (*б*) порядке открытия регулирующих клапанов

регулирующие клапаны *1* и *2* открыты и подводят пар к двум левым сопловым сегментам, а ротор вращается по часовой стрелке, то пар, выходящий из сопловых каналов этих сопл, на рабочих лопатках регулирующей ступени будет создавать окружные усилия R'_u и R''_u. Каждое из них имеет вертикальные проекции R_1 и R_2, которые, складываясь, дадут вертикальную разгружающую силу.

Иное положение возникает, если нагрузка турбины будет обеспечена в результате открытия клапанов *1* и *3* (см. рис. 19.13, *б*). Тогда силы R_1 и R_2 будут направлены навстречу друг другу и будут меньше разгружать подшипник.

Если сначала открывать клапаны *3* и *4*, то можно даже создать силу, направленную вертикально вниз, которая оказывает стабилизирующее влияние на колебания ротора. К рассмотренным примерам можно только добавить, что порядок открытия клапанов определяется и другими факторами.

Для проверки «виновности» порядка открытия клапанов при возникновении масляной вибрации следует провести разворот турбины при полностью открытых регулирующих клапанах, управляя подачей пара в турбину главной паровой задвижкой и ее байпасом (см. § 13.3), которые установлены на паропроводе перед регулирующими клапанами (иногда это делают с помощью стопорного регулирующего клапана).

4. Устойчивость ротора против масляной вибрации может быть повышена путем увеличения абсолютного зазора, т.е. увеличения относительного зазора при сохранении диаметра шейки вала. Однако повышенные относительные зазоры приведут к сильному всплыванию шейки вала и потребуют увеличения зазоров в уплотнениях, что снизит экономичность турбины.

Критерий нагруженности подшипника указывает также и меры, которые следует принимать при низкочастотной масляной вибрации.

Устойчивость вращения ротора может быть повышена в результате уменьшения ширины вкладыша (это повысит удельное давление), смещения подшипников для увеличения нагрузки на подшипник, а также увеличения температуры смазки.

Самым радикальным путем для борьбы с низкочастотной масляной вибрацией является использование специальных сегментных виброустойчивых подшипников, конструкции которых рассмотрены в гл. 3.

Применение сегментных самоустанавливающихся подшипников полностью снимает масляную вибрацию. Это связано с тем, что сегменты (колодки) при любом смещении ротора сами устанавливаются так, что сила реакции проходит через точку опоры и центр шейки вала (в противном случае колодка будет продолжать поворачиваться дальше). Таким образом, *в сегментных подшипниках циркуляционной силы, вызывающей прецессию вала, просто не возникает.*

Вместе с тем следует подчеркнуть, что подшипники одновременно играют и роль демпферов, которые гасят и другие виды колебаний ротора. Сегментные подшипники не обладают повышенной демпфирующей или несущей способностью, поэтому их использование снимает проблему масляной вибрации, но не вибрации вообще.

19.3.2. Паровая низкочастотная вибрация и борьба с ней

Паровая вибрация низкой частоты возникает вследствие появления в проточной части турбины и ее уплотнениях газодинамических циркуляционных сил, вызывающих автоколебания ротора.

По месту возникновения возмущающих газодинамических сил принято их делить на венцовые, бандажные и силы в уплотнениях.

Венцовые циркуляционные силы возникают на венце рабочих лопаток (отсюда и название) из-за неравномерной по окружности надбандажной утечки пара вследствие неодинакового радиального зазора. Для лучшего понимания природы возникновения циркуляционных венцовых сил рассмотрим рис. 19.14.

Если оси статора и ротора совпадают, то в образующийся радиальный зазор δ_r устремляется утечка G_y, вследствие чего лопатки ступени недорабатывают некоторую мощность. Пусть теперь в силу каких-то случайных причин произошло отклонение оси ротора вниз по отношению к оси статора на некоторую величину r. Тогда радиальный зазор внизу $\delta_{rн}$ уменьшится, а вверху $\delta_{rв}$ увеличится, и поэтому утечка над верхней частью рабочего колеса станет больше, чем над нижней, на величину ΔG_y (можно показать, что вдоль окружности и зазор, и утечка будут изменяться по закону косинуса). Это в свою очередь приведет к тому, что через рабочие лопатки верхней половины колеса будет проходить

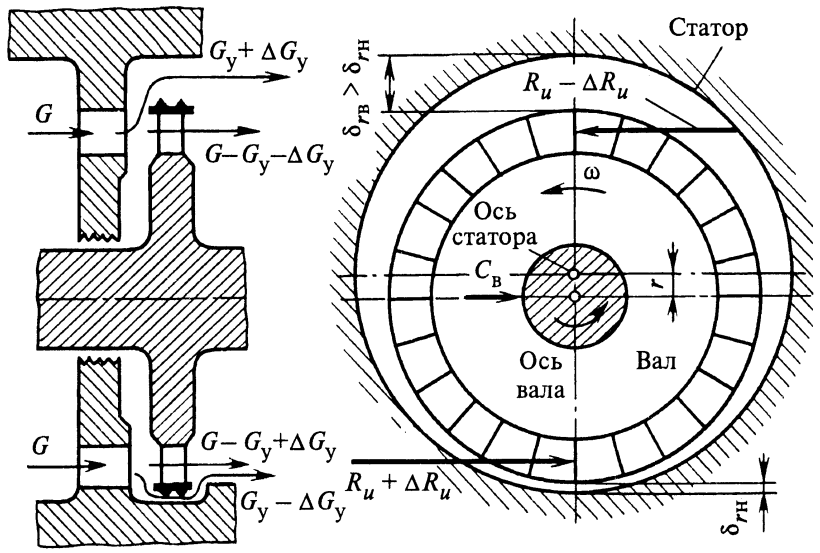


Рис. 19.14. Возникновение паровой венцовой циркуляционной силы в ступени турбомашины

меньшее количество пара, чем через лопатки нижней половины. Поэтому к верхней половине венца будет приложена вращающаяся сила $R_u - \Delta R_u$ меньшая, чем сила, приложенная к нижней половине венца $R_u + \Delta R_u$. Действие этих двух противоположно направленных сил вызывает появление неуравновешенной силы $C_в$, приложенной к центру вала и действующей перпендикулярно вектору смещения. Это и есть венцовая сила.

Таким образом, *вследствие случайного смещения ротора появляется сила, действующая перпендикулярно смещению*; поэтому произойдет перемещение ротора слева направо и появится сила, действующая снизу вверх и т.д. Иными словами, однажды возникнув, сила $C_в$ уже не исчезает, а продолжает вращаться вместе с ротором, и поскольку ее направление близко к направлению скорости вала, создаются условия для возбуждения интенсивных колебаний. Можно показать, что частота вращения этой самоподдерживающейся циркуляционной силы примерно равна $\omega/2$. Заметим, что такая же венцовая сила возникает при смещении вала и появлении в диафрагменном уплотнении неравномерной по окружности утечки, что также вызывает переменность силы R_u по окружности.

Из рассмотрения природы венцовой силы следует, что ее значение зависит от степени изменения утечки пара по окружности через периферийное уплотнение при радиальном отклонении вала. Это изменение тем выше, чем выше разница давлений до и после бандажа и плотность пара в ступени. Поэтому *венцовые возмущающие силы возбуждают колебания роторов ЦВД преимущественно турбин на сверхкритические параметры пара.*

Ясно также, что интенсивность возмущающих венцовых сил зависит от режима работы турбины: с увеличением нагрузки и приближением начальных параметров пара к номинальным значениям венцовые силы растут. *Характерным признаком возникновения низкочастотной паровой вибрации является ее появление при определенной нагрузке турбины*, когда интенсивность венцовых сил достигает достаточного значения. Поэтому устранение паровой вибрации путем установки виброустойчивых подшипников невозможно, хотя, конечно, демпфирующие свойства смазочного слоя подшипников в определенной степени влияют и на снижение паровых колебаний, однако это влияние уменьшает колебания, но не ликвидирует их причину.

Наиболее эффективным способом борьбы с возникновением возмущающих венцовых сил является соответствующее конструктивное выполнение периферийных уплотнений ступени. Действительно, достаточно выполнить уплотнения так, чтобы при смещении ротора, например, вниз (рис. 19.15) утечка через верхний зазор уменьшалась, а через нижний увеличивалась. В этом случае также появится неуравновешенная венцовая сила $C_в$, но она будет направлена навстречу прецессионному движению ротора и поэтому не вызовет вибрации. Создание такого виброустойчивого уплотнения возможно, однако трудность состоит в том, чтобы

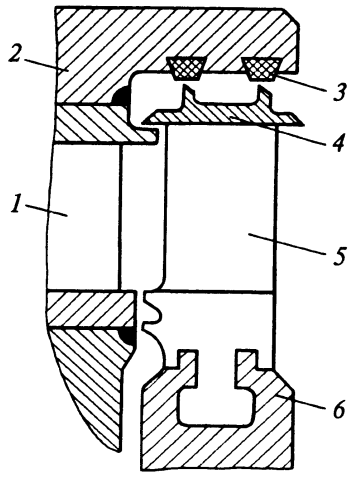


Рис. 19.15. Принципиальная конструкция виброустойчивого уплотнения ступени по отношению к венцовым силам
1 — сопловой аппарат; *2* — козырек диафрагмы; *3* — бандаж; *4* — вставки; *5* — рабочая лопатка; *6* — диск

оно не снижало экономичности ступени, было достаточно технологичным в производстве и удобным при монтаже и ремонте. Кроме того, оно должно обеспечить надежную работу ротора без задеваний при различных переходных режимах (пусках, остановках, сбросах нагрузки).

Интенсивность венцовых сил в выполненной ступени очень существенно зависит от соотношения радиальных δ_r и осевых δ_a зазоров (рис. 19.16, *а*): с увеличением радиальных и уменьшением осевых зазоров венцовые силы уменьшаются. Это объясняется тем, что при больших радиальных зазорах их изменение вследствие прогиба ротора будет вызывать относительно небольшое изменение R_u. При малых осевых зазорах утечка определяется их размерами, а изменение радиального зазора практически не влияет на нее.

Осевые зазоры с целью уменьшения венцовых сил нельзя выполнять чрезмерно малыми, поскольку при пуске турбины и во время стационарного режима работы возможны задевания вращающихся деталей о неподвижные. Поэтому в условиях наладки нового или отремонтированного оборудования при возникновении низкочастотной вибрации часто прибегают к увеличению или даже иногда к полной ликвидации радиальных уплотнений (рис. 19.16, *б*, *в*), что неизбежно приводит к снижению экономичности. Такую меру следует считать нерациональной и рассматривать как временную.

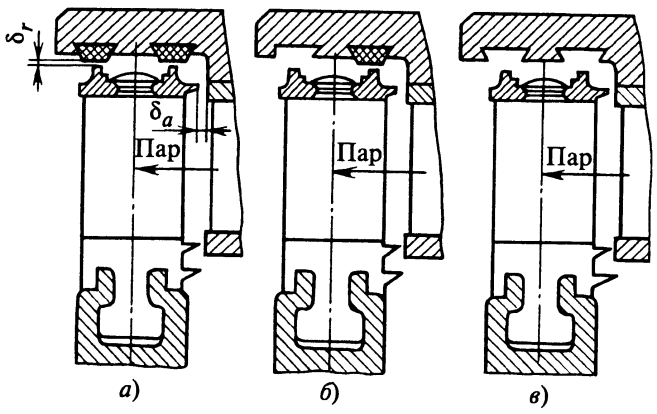


Рис. 19.16. Надбандажные уплотнения
а — типовая конструкция; *б*, *в* — виброустойчивые конструкции

Часто в процессе наладки или эксплуатации турбины происходит постепенное самопроизвольное уменьшение уровня низкочастотной вибрации. Как правило, это является следствием износа радиальных уплотнений из-за задеваний при повышенной вибрации.

Бандажные циркуляционные силы возникают вследствие появления неравномерности давления вдоль окружности бандажа из-за смещения ротора. Чтобы понять природу этих сил, рассмотрим рис. 19.17.

Представим себе, что ротор вращается и зазор δ_r между ним и статором строго одинаков. Тогда в любом радиальном сечении зазора будет возникать распределение скоростей потока, показанное на рис. 19.17 на верхних эпюрах. В большой степени оно будет определяться тем, что пар, поступающий из соплового аппарата со скоростью c_1, имеет окружную составляющую c_{1u}, вследствие чего между гребнями уплотнения образуется устойчивый вихрь, вращающийся в окружном направлении. При этом направления вращения вихря и ротора будут одинаковыми. При равномерном зазоре δ_r распределение скоростей в сечениях *AB* и *CD* будет одинаковым. Никаких циркуляционных сил при этом не возникает.

Представим себе другой случай, когда невращающийся ротор, концентрично расположенный в статоре внезапно перемещается вверх на вектор *r*. Тогда пар, находящийся в надбандажной камере, начинает перетекать сверху вниз симметрично относительно вертикальной плоскости. В сечениях *AB* и *CD* будет возникать одинаковое примерно параболическое распределение скоростей, показанное на рис. 19.17 на средних эпюрах.

Наконец, в третьем случае, при смещении вверх вращающегося ротора, в сечениях *AB* и *CD* возникает распределение скоростей, являющееся наложением эпюр скоростей для двух ранее рассмотрен-

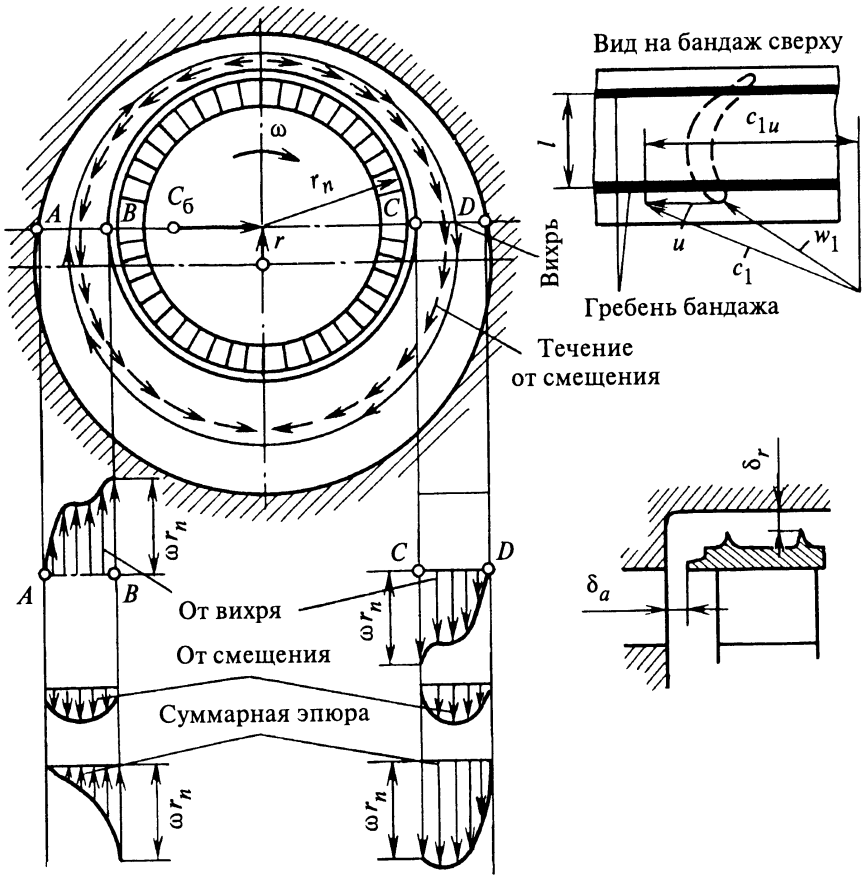


Рис. 19.17. Возникновение бандажной циркуляционной силы

ных случаев. В результате в сечении CD скорости будут складываться, а в AB — вычитаться. Поэтому эпюра скоростей в сечении CD окажется полнее, чем в AB. Такое наполнение эпюры скоростей может произойти только за счет уменьшения давления в этой зоне, поскольку никакой дополнительной работы над паром не совершается. Таким образом, в результате перемещения ротора вверх на бандаже рабочего колеса возникает такое перераспределение давлений, что на левой части бандажа оно будет больше, чем на правой (при вращении ротора по часовой стрелке). Поэтому возникает неуравновешенная сила $C_б$, действующая перпендикулярно смещению и стремящаяся сдвинуть ротор вправо. В результате, как и в ранее рассмотренных случаях, *возникает самоподдерживающееся прецессионное движение ротора*, которое совпадает с направлением вращения. Поэтому оно является источником интенсивной вибрации даже при относительно небольших значениях возмущающих сил.

Понимание физической природы бандажных сил позволяет установить факторы, от которых зависит их значение, и наметить меры борьбы с их возникновением. Прежде всего, бандажные силы зависят от абсолютного давления в периферийном зазоре ступени: при малом абсолютном давлении абсолютное изменение давления по окружности бандажа будет малым. Поэтому так же, как и венцовые силы, *бандажные силы играют серьезную роль для ЦВД турбин со сверхкритическими начальными параметрами пара.*

С увеличением мощности турбин бандажные силы увеличиваются. Это связано с тем, что при фиксированных начальных и конечных параметрах пара рост мощности турбин достигается путем увеличения пропуска пара, для чего требуется увеличение высоты и хорды лопатки и, следовательно, ширины бандажа, т.е. площади, на которую действует давление. На практике это привело к тому, что, например, при наладке турбин умеренной мощности приходилось в основном бороться с масляной низкочастотной вибрацией и венцовыми силами, а при переходе к турбинам большей мощности главную роль стали играть бандажные силы. Так как бандажная циркуляционная сила возникает из-за нарушения симметрии эпюры скоростей пара в зазоре,

Таблица 19.2

Сравнение надбандажных уплотнений ЦВД турбины мощностью 300 МВт

Вариант	Тип уплотнений (см. рис. 19.18)	Номер ступени	Зазоры, мм			Относительная пороговая мощность	Относительное изменение КПД, %
			δ_1	δ_2	δ_3		
1	рис. 19.18, *а*	1—6	1,5	1,5	—	1	0
		7—12	2,4	1,5	—		
2	рис. 19.18, *а*	1—6	1,5	0,75	—	0,39	2,15
		7—12	2,4	0,75	—		
3	рис. 19.18, *б*	1—6	1,5	3,5	—	3,22	0,11
		7—12	2,4	3,5	—		
4	рис. 19.18, *в*	1,2	1,5	2,0	0,75	0,61	2,22
	рис. 19.18, *г*	3—5	1,5	2,0	0,75		
	рис. 19.18, *в*	7	2,4	2,0	0,75		
	рис. 19.18, *д*	8—12	2,4	2,0	0,75		
5	рис. 19.18, *е*	1—6	1,5	1,2	1,2	1,47	1,28
		7—12	2,4	1,2	1,2		
6	рис. 19.18, *ж*	1—6	1,5	1,35	0,75	1,06	2,75
		7—12	2,4	1,35	0,75		

большое влияние на ее значение оказывает окружная составляющая скорости c_{1u}, называемая закруткой: чем больше закрутка, тем больше искажение эпюры скоростей и больше бандажная сила.

Интенсивность возникающего в камере уплотнения вихря зависит от соотношения осевых и радиальных зазоров. С увеличением радиальных зазоров пар, поступающий через зазор входного радиального гребешка (см. рис. 19.16), будет быстрее покидать камеру уплотнения через зазор выходного гребешка, поэтому интенсивность вихря будет меньше. Следовательно, искажение эпюры скоростей и бандажная сила также будут меньшими. Уменьшению интенсивности вихря способствует и уменьшение осевого зазора. Радикальным способом уменьшения бандажных сил является ликвидация второго (выходного) уплотняющего гребешка. В этом случае независимо от смещения над бандажом по всей окружности устанавливается одинаковое давление, равное давлению за ступенью.

Традиционно используемые в большинстве турбин периферийные уплотнения не являются удовлетворительными с точки зрения возникновения как венцовых, так и бандажных циркуляционных сил. Как видно из рис. 19.16, *а*, при смещении ротора имеются все условия для возникновения циркуляционных сил. Улучшение этих конструкций с целью уменьшения циркуляционных сил возможно только путем частичного или полного разуплотнения ступеней посредством увеличения зазоров и ликвидации отдельных или всех гребешков, т.е. ценой снижения экономичности.

На рис. 3.54 приведена конструкция периферийного уплотнения, в котором предусмотрены меры для уменьшения венцовых и бандажных сил. В табл. 19.2 показано сравнение эффективности различных конструкций надбандажных уплотнений (рис. 19.18), выполненное в МЭИ, для ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ. Эффективность оценивалась по изменению пороговой мощности турбины и экономичности, причем для сравнения в качестве эталонного принята традиционная конструкция (рис. 19.18, *а*) при радиальных зазорах $\delta_2 = 1{,}5$ мм. Их уменьшение в 2 раза (вариант 2 в табл. 19.2) увеличивает КПД ЦВД на 2,15 %, однако пороговая мощность снижается на 60 %.

Выполнение виброустойчивой конструкции (рис. 19.18, *б*) позволяет более чем в 3 раза увеличить пороговую мощность при очень большом повышении экономичности. Используя ту или иную конструкцию уплотнений, можно активно влиять как на пороговую мощность, так и на экономичность проточной части.

Возникновение **циркуляционных самоподдерживающихся сил в уплотнениях** принципиально не отличается от их появления в бандажной камере:

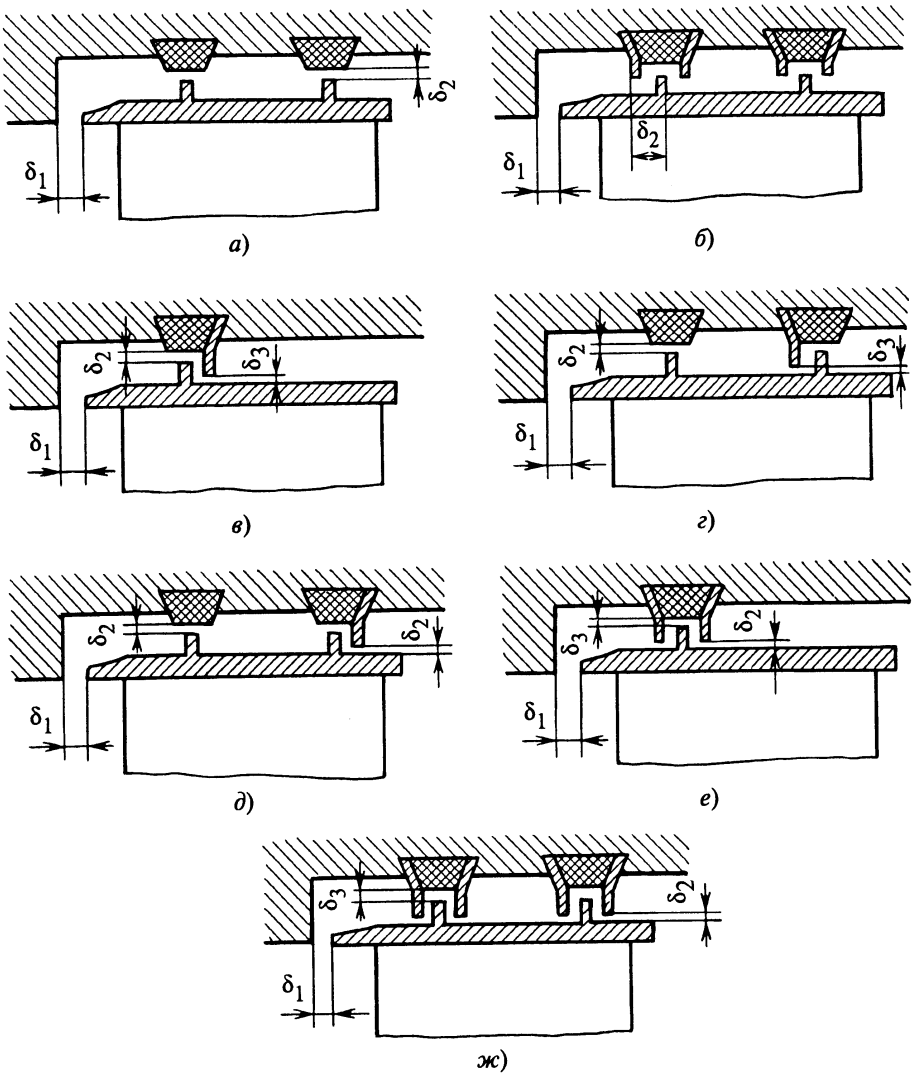


Рис. 19.18. Типы исследованных периферийных уплотнений

при смещении вала в уплотнении симметрия окружного течения пара нарушается, вследствие чего появляется самоподдерживающаяся сила, действующая поперечно смещению и вызывающая прецессию вала. Циркуляционная сила, возникающая в уплотнениях, в большой степени зависит от начальной закрутки. В диафрагменные уплотнения промежуточных ступеней пар поступает из впереди стоящей рабочей решетки, за которой скорость выхода потока c_2 мала и имеет малую закрутку. Такая же картина наблюдается на входе в заднее концевое уплотнение. Во всех этих случаях циркуляционная сила в уплотнениях мала, а в тех случаях, когда окружная проекция c_{2u} направлена против вращения она, может быть даже стабилизирующей, т.е. будет гасить колебания.

Иное положение возникает в тех уплотнениях, которые соседствуют с камерой, расположенной перед дисками первой ступени, особенно перед дисками регулирующей ступени. В этом случае закрутка $c_{1u} \approx c_1$ (так как угол α_1 мал) и велика по абсолютному значению из-за увеличенного теплоперепада регулирующей ступени. Поэтому большие циркуляционные силы могут возникать в промежуточном уплотнении цилиндров с петлевым движением пара.

Возникающая циркуляционная сила пропорциональна расходу пара через уплотнение, поэтому, как и в предыдущих случаях, она больше в уплотнениях ЦВД и в промежуточном уплотнении цилиндров с поворотом пара. С ростом зазоров и высоты камеры между гребешками уплотнения возмущающая сила уменьшается из-за ослабления вихрей, образующихся в уплотнительных камерах. Опреде-

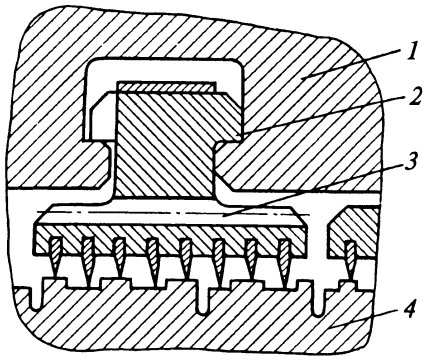


Рис. 19.19. Гашение закрутки потока в уплотнениях с помощью осевых сверлений в обоймах уплотнений (рекомендации ЦКТИ)

1 — обойма уплотнения; *2* — сегмент уплотнения; *3* — осевые отверстия для прохода пара; *4* — ротор

ленное уменьшение циркуляционных сил в уплотнениях может быть достигнуто подводом незакрученного пара после первого отсека уплотнений (рис. 19.19) через каналы, площадь которых в 2—3 раза больше площади радиального зазора. Подводимый пар, не имеющий закрутки, тормозит закрученный пар, способствуя выравниванию окружной неравномерности давлений, порождающей циркуляционную силу.

19.4. ВЫСОКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Высокочастотными вибрациями называются вибрации с частотой, вдвое превышающей частоту вращения ротора. Для турбоагрегатов, имеющих частоту вращения 50 1/с, частота вибрации составляет 100 Гц.

Вибрация двойной оборотной частоты возникает под действием веса при изгибной анизотропии ротора.

Представим себе для простоты однодисковый симметричный ротор, сечение вала которого (рис. 19.20, *а*) не имеет осевой симметрии (например, имеет форму эллипса). Пусть в некоторый момент времени сечение расположено так, что большая ось эллипса вертикальна (рис. 19.20, *б*), и под действием силы тяжести ротор имеет прогиб y_1. При повороте ротора на 90° (рис. 19.20, *в*) сопротивление сечения ротора изгибу уменьшится, и поэтому прогиб возрастет до значения y_2. При дальнейшем повороте ротора на 90° его прогиб опять уменьшится и т.д. Таким образом, если в вертикальной плоскости установить индикатор деформации, то при вращении ротора он зафиксирует вертикаль-

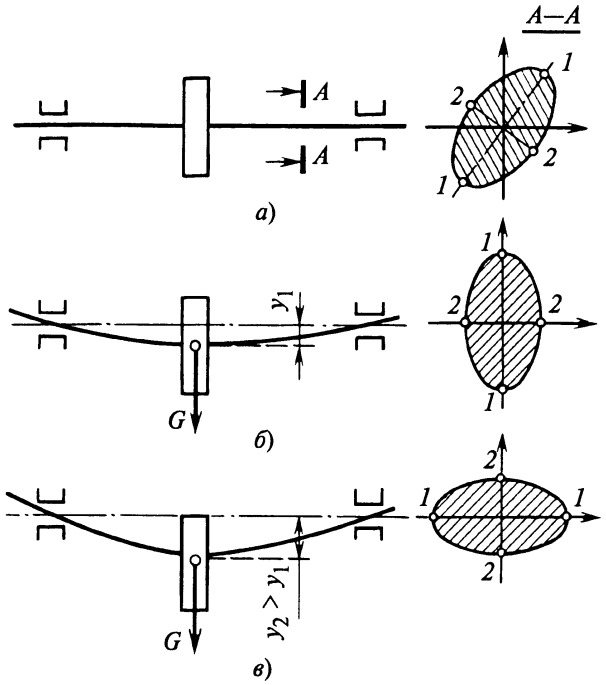


Рис. 19.20. Возникновение высокочастотной вибрации

ные перемещения вала, т.е. вибрацию, частота которой будет в 2 раза больше частоты вращения ротора, поскольку за один оборот ротор будет совершать два колебания.

Такие колебания никак не связаны с неуравновешенностью ротора, и их поэтому невозможно устранить балансировкой. Необходимым и достаточным условием для их появления является асимметрия сечения вала. *При вращении ротора с асимметричным сечением возникает периодическая сила с частотой* 2ω. Эта сила воздействует на ротор не статически, а динамически, т.е. эффект от ее воздействия тем больше, чем ближе ее частота, которая зависит от частоты вращения ротора, к какой-либо из критических частот валопровода.

Основным источником вибрации двойной оборотной частоты является электрический генератор, в частности, для турбин с частотой вращения 50 1/с. Ротор такого генератора имеет два полюса (рис. 19.21), т.е. две обмотки, расположенные на противоположных сторонах ротора, и поэтому его сопротивление изгибу различно в разных плоскостях. Эта разница может доходить в современных мощных генераторах до 30—40 % и вызывать интенсивную вибрацию двойной оборотной частоты, которая создает определенную опасность для электрической части генератора, а также для корпусов подшипников, фундамента и т.д. Особенно интенсивные колебания возникают, если турбогенератор имеет частоту вращения 50 1/с, а какая-либо из кри-

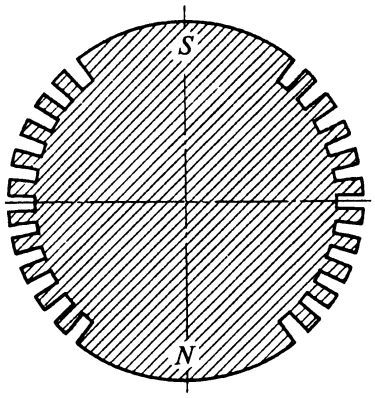


Рис. 19.21. Сечение ротора двухполюсного электрического генератора

тических частот вращения примерно равна 100 1/с. В этом случае возникает резонанс.

Для уменьшения вибрации двойной оборотной частоты применяются специальные конструктивные меры, направленные на уменьшение разножесткости сечения ротора генератора: на большом зубе ротора (периферийной части ротора, где отсутствует обмотка) выполняют продольные пазы и поперечные прорези.

Источником высокочастотных возмущающих сил в собственно турбине могут быть шпоночные пазы дисков, колеса насосов и т.д., однако асимметрия, вносимая ими, как правило, невелика.

19.5. НОРМЫ ДОПУСТИМОЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Работающий турбоагрегат всегда в какой-то степени вибрирует. Поэтому ПТЭ предусматривают жесткие нормы на допустимый уровень вибрации.

Вибрационное состояние турбоагрегата оценивают по наибольшему значению виброскорости, действующему в вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом направлениях. *Длительная эксплуатация турбоагрегатов мощностью 200 МВт и более допускается при вибрации подшипниковых опор, не превышающей 2,8 мм/с.*

В нормально работающем турбоагрегате основное значение имеет вибрация оборотной частоты. Это означает, что в соотношении (19.1) можно учитывать только один член и тогда допустимая амплитуда вибрации составит

$$A = \sqrt{2}\, V/\omega = \sqrt{2} \cdot 2{,}8/314 = 0{,}013 \text{ мм} = 13 \text{ мкм},$$

т.е. виброскорость в 2,8 мм/с примерно эквивалентна размаху вибрации в 26 мкм. Если по каким-либо техническим причинам такой уровень вибрации не может быть достигнут, то по согласованию между заводом-изготовителем турбины и электростанцией допускается эксплуатировать турбоагрегаты при большей вибрации, но не превышающей 4,5 мм/с. Такой же уровень вибрации допустим для турбоагрегатов меньше 200 МВт. При этом должны быть приняты меры по снижению вибрации в срок, не более 30 дней.

Эксплуатация турбоагрегата запрещается при вибрации свыше 7,1 мм/с, т.е. при размахе вибрации большем 65 мкм. Точно также *эксплуатация недопустима, если при установившемся режиме происходит внезапное увеличение виброскорости на 1 мм/с.*

На первый взгляд может показаться, что нормы вибрации турбоагрегатов чрезмерно жесткие. Однако следует иметь ввиду, что вибрация измеряется на корпусе подшипника, а для турбоагрегата важна вибрация вала, которая и вызывает вибрацию корпуса подшипника. Подшипник, установленный на фундаменте или встроенный в выходной патрубок, обладает, как и всякая система, своими вибрационными характеристиками, и его вибрация зависит от близости частоты возмущающей силы, создаваемой ротором, к частоте его собственных колебаний. Поэтому реакция корпуса подшипника на воздействие на него со стороны ротора может быть самой различной. Иногда, если частоты собственных колебаний системы подшипник — фундамент далеки от частоты колебаний шейки ротора, корпус подшипника не отзывается даже на интенсивную вибрацию ротора.

Специальные исследования показали, что вертикальное перемещение вала может в 4—10 раз превышать вертикальное перемещение подшипника, а горизонтальное перемещение вала может превосходить аналогичное перемещение корпуса подшипника в 8—15 раз. С учетом разницы в смещениях шейки вала и крышек корпуса подшипника допуски на вибрацию крышек корпуса уже не кажутся чрезмерными.

Значительное различие амплитуд вибрации вала и корпусов подшипников побудило к разработке аппаратуры, позволяющей измерять вибрацию вала. Существуют специальные датчики, обычно токовихревого типа, устанавливаемые в вертикальной и горизонтальной плоскостях примерно в 5 мм от вала и позволяющие вести непрерывный контроль его вибрации. Повышенная вибрация вала и соответствующий сигнал могут быть использованы для автоматического отключения турбины при возникновении чрезмерной вибрации по каким-либо причинам.

Система, состоящая из турбоагрегата и его фундамента, проектируется так, чтобы ее критические частоты не были близки к половинной частоте вращения (иначе легко будет вызываться низкочастотная вибрация). Тем не менее, в процессе разворота турбоагрегат проходит через ряд критических частот. Если соответствующая форма небаланса не ликвидирована, то при переходе через резонанс возникает интенсивная вибрация оборотной частоты.

При этом в течение нескольких пусков возникающие в уплотнениях задевания приводят к их износу и снижению экономичности турбин. Поэтому часто при балансировке турбоагрегата вводят нормирование по уровню вибрации не только на номинальной частоте вращения, но и на критических частотах. Требуют, чтобы размах вибрации подшипников не превышал на критической частоте 50 мкм.

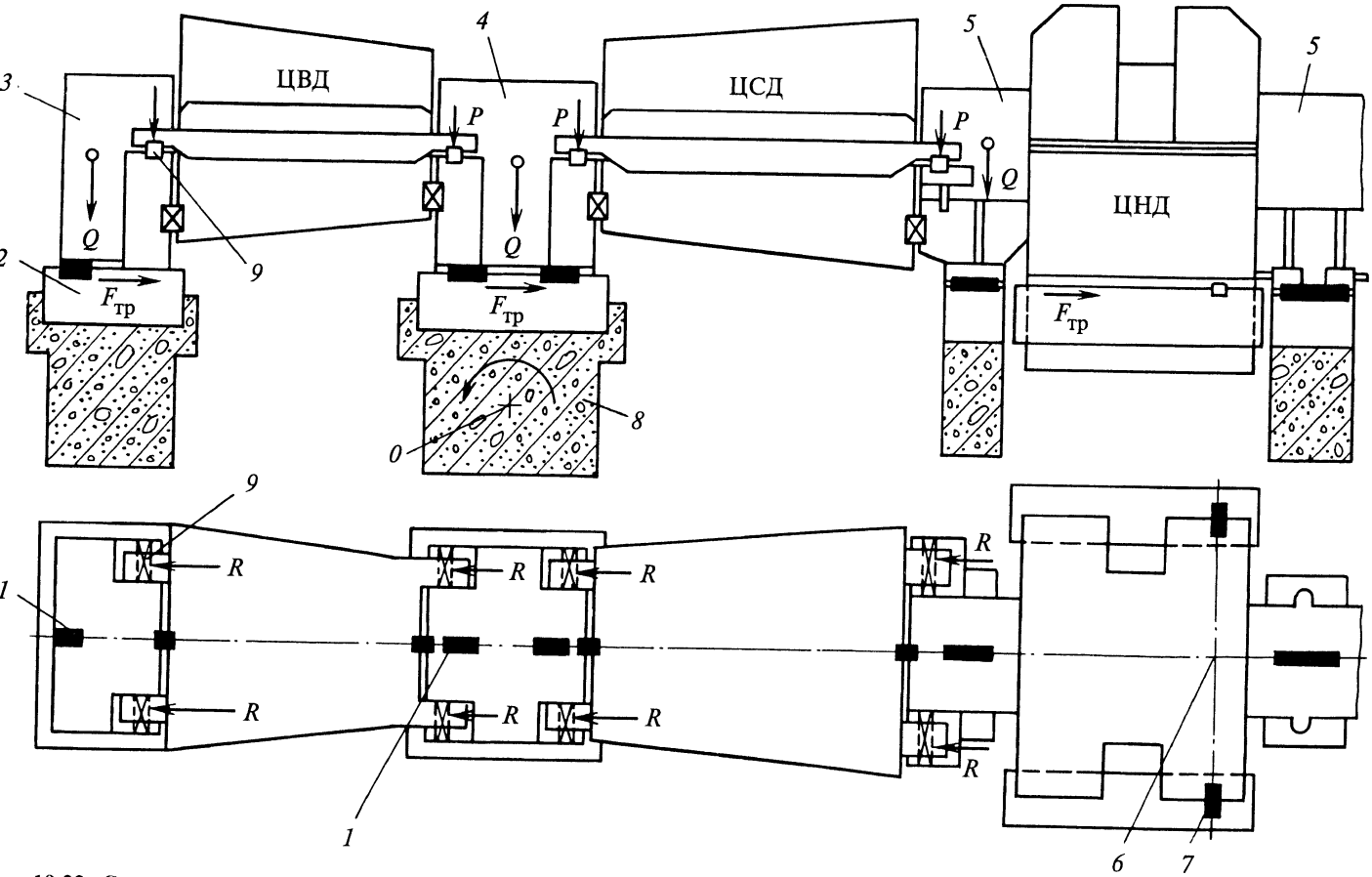
Выше отмечалось, что вибрация подшипников носит полигармонический характер: в ней присутствуют гармоники всех частот. *Однако особое внимание обращается на амплитуду гармоники с частотой, соответствующей половинной частоте вращения валопровода.* Это связано с тем, что уровень низкочастотной вибрации свидетельствует о близости валопровода турбоагрегата к состоянию возникновения интенсивных самоподдерживающихся колебаний (автоколебаний). Поэтому, если хотя бы на одном из подшипников уровень низкочастотной вибрации превосходит 15 мкм, вибрационное состояние такого агрегата признается неудовлетворительным.

Вибрация с корпусов подшипников передается на фундамент, вызывая его вибрацию. В правильно спроектированных и выполненных фундаментах размах вибрации верхней фундаментной плиты не превосходит 15—25 мкм.

19.6. СТЕСНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ТУРБИНЫ НА ФУНДАМЕНТЕ И ЕГО ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ

19.6.1. Последствия стеснения тепловых расширений турбины

В § 3.11 подробно рассмотрена организация свободных тепловых расширений турбоагрегата на фундаменте. Она достигается с помощью свободной установки его элементов (корпусов подшипников, ЦНД, генератора и его возбудителя) на фундаментных рамах (см. рис. 3.77). Для направленного свободного расширения между фундаментными рамами (рис. 19.22) и корпусами подшипников строго по



ис. 19.22. Силы, действующие на опоры турбоагрегата и затрудняющие его свободное тепловое расширение
— продольные шпонки; *2*— фундаментная рама; *3, 4, 5* — корпуса соответственно переднего, среднего и подшипников ЦНД; *6* — икспункт; *7* — поперечные шпонки; *8* — ригель; *9* — поперечные шпонки между лапами и опорными поверхностями корпусов одшипников

рямой устанавливают систему продольных и попе-
ечных шпонок, вдоль которых и перемещаются
орпуса подшипников. Например, при пуске турби-
ы ее ЦНД со встроенным подшипником расширя-
тся от фикспункта влево. Через поперечные шпон-
и лап расширение передается последовательно на
равые лапы корпуса ЦСД, затем с его левых лап —
а средний подшипник и т.д. При остановке турби-
ы вследствие уменьшения температуры корпусов
роисходит ее сокращение. По ряду причин, кото-
ые рассмотрены ниже, между подошвой корпуса
одшипника и фундаментной рамой возникают си-
ы трения $F_{тр}$, препятствующие свободному тепло-
ому расширению турбоагрегата.

Стеснение теплового расширения на фундамен-
е приводит к следующим основным явлениям:

1) недостаточному продольному удлинению ста-
ора турбины при пуске из холодного состояния, не
ответствующему его температурному состоянию;

2) «невозврату» турбины при ее полном осты-
ании;

3) кручению ригелей;

4) скачкообразному перемещению корпусов под-
ипников на фундаменте.

Рассмотрим последствия этих явлений. При
ольшом сопротивлении передвижению корпусов
одшипников по фундаментным рамам ригели про-
ибаются в горизонтальной плоскости (при пуске
урбины — в сторону от фикспункта). Одновремен-
о при этом на корпус турбины будут действовать
жимающие силы, деформирующие его вследствие
одатливости торцевых стенок корпуса. В результа-
е возникает большое удлинение ротора, свободно
асширяющегося от упорного подшипника относи-
ельно статора. Это препятствует быстрому пуску
урбины и приводит к перерасходу топлива.

При разгружении турбины и ее остановке кар-
ина будет аналогичной, но обратной: сокращаю-
иеся корпуса турбины будут тянуть за собой и
згибать ригели в горизонтальной плоскости в об-
атном направлении (стрелка прогиба — к фик-
пункту); кроме того, сами корпуса будут нахо-
иться в растянутом состоянии. В результате воз-
икает невозврат: турбина не вернется к своему
ервоначальному положению.

Еще большую опасность представляет *круче-
ие ригелей*: под действием продольных сил R,
риложенных к поперечным шпонкам лап, весь
игель, например, средней опоры (см. рис. 19.22)
оворачивается (скручивается) вокруг точки O.
результате опорная поверхность фундаментной
амы приобретет уклон и изменяются высотные
оложения вкладышей подшипников. Если, напри-
мер, в среднем подшипнике (рис. 19.22) располо-
жены два вкладыша, то при пуске ригель скрутит-
ся против часовой стрелки и левый подшипник
опустится, а правый поднимается. Это изменит
опорные реакции валопровода и вибрационные ха-
рактеристики опор и может привести к появлению
вибрации. Такая картина возникала, в частности,
на турбинах Т-250/300-23,5 ТМЗ.

При затрудненных перемещениях корпусов под-
шипников и кручении ригелей расширения турби-
ны часто носят скачкообразный характер. Связано
это с периодическим преодолением активной силой
R силы трения покоя $F_{тр}$; при этом происходит
скачкообразное проскальзывание корпуса подшип-
ника по фундаментной раме.

19.6.2. Причины стеснения тепловых расширений турбины

Стеснение теплового расширения турбины опре-
деляется двумя основными причинами:

1) большими силами трения между подошвой
корпуса подшипника и фундаментной рамой;

2) заклиниванием шпоночного соединения кор-
пус подшипника — продольная шпонка.

Одной из главных причин затруднения тепловых
расширений турбины на фундаменте является дей-
ствие вертикальных сил P_*, прижимающих корпуса
подшипников к фундаментным рамам, в результате
чего возникает сила трения $F_{тр}$ определяемая про-
стым соотношением

$$F_{тр} = kP_*, \qquad (19.4)$$

где k — коэффициент трения.

Прижимающая сила P_* имеет следующие со-
ставляющие:

1) силу тяжести ротора и статора Q, включаю-
щую корпус подшипника и корпус турбины;

2) силу $P_{р.м}$, возникающую от реактивного мо-
мента в проточной части;

3) силу от паропроводов, присоединенных к кор-
пусам турбины.

Рассмотрим каждую из этих сил. Силы тяжести
ротора и статора определяются их массами, и они
постоянны во времени.

Появление силы от реактивного момента поясня-
ется схемой на рис. 19.23. Вследствие разворота
струи пара в каналах соплового аппарата диафрагмы
от осевого направления к окружному на диафрагму
будет действовать реактивный момент $M_р$, направ-
ленный противоположно вращению ротора. С от-

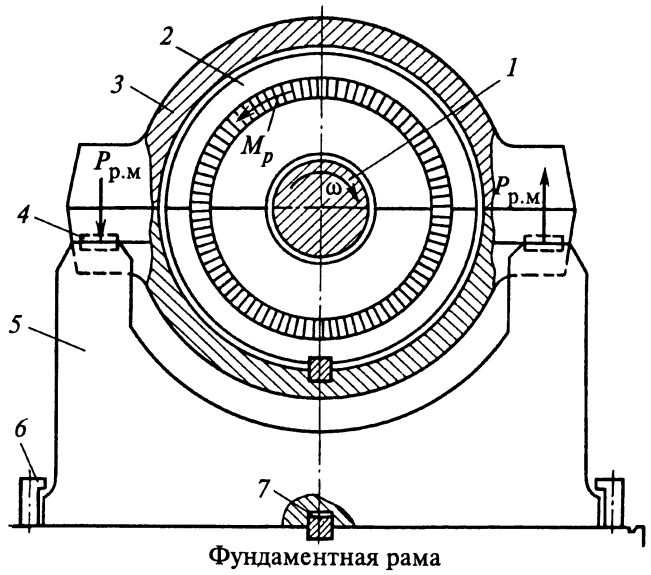


Рис. 19.23. Появление усилия на корпусе подшипника от действия реактивного момента

1 — вал ротора; *2* — диафрагма; *3* — корпус турбины; *4* — поперечные шпонки лап; *5* — корпус подшипника; *6* — прижимная скоба; *7* — продольная шпонка

дельных диафрагм крутящие реактивные моменты будут передаваться на корпус турбины. Их суммарное действие будет эквивалентно двум парам сил $P_{р.м}$, приложенных к лапам корпуса турбины. В результате действия реактивного момента одна из лап (в нашем случае левая) прижимается к корпусу подшипника, а вторая стремится оторваться от него.

Силы, вызванные реактивным моментом, зависят, конечно, от мощности турбины: с ростом мощности они растут. Силы от присоединенных паропроводов возникают вследствие жесткого закрепления массивной арматуры (например, стопорных клапанов) на фундаменте и невозможности свободных расширений паропроводов между этой арматурой и корпусом турбины. Возникающие на корпусе турбины силы определяются взаимным положением корпусов турбины и арматуры и температуры связывающих их паропроводов. Поэтому усилия от паропроводов зависят от режима работы и могут быть различными при пусках, различных стационарных режимах и остановках.

В некоторых конструкциях блоки стопорно-регулирующих клапанов устанавливают на опорах, допускающих свободное перемещение. Однако и в этом случае, как показал опыт эксплуатации, на корпусе возникают значительные силы и моменты от присоединенных паропроводов, уменьшение которых при наладке турбины очень затруднительно.

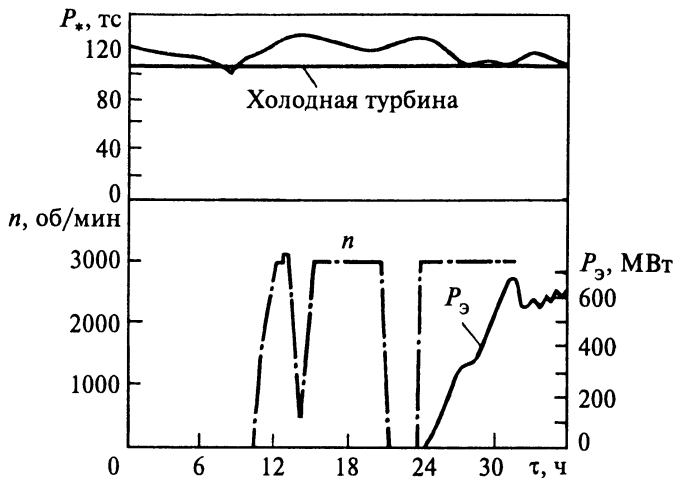


Рис. 19.24. Изменение суммарного вертикального усилия, действующего на средний подшипник турбины К-800-23,5-3 в процессе пуска из холодного состояния

На рис. 19.24 показано, как в процессе пуска из холодного состояния изменяется вертикальное суммарное усилие на средний подшипник турбины К-800-23,5-3 по опытам ЦКТИ. На стационарном режиме работы суммарное усилие несколько превышает усилие на холодной турбине (108 МН). Максимальное значение (132 МН) возникло в предтолчковый период, когда реактивный момент был небольшим и главную роль играли усилия от паропроводов.

Заклинивание в шпоночном соединении возникает вследствие приложения к корпусу подшипника поперечных усилий, прижимающих его к боковым поверхностям продольных шпонок и не дающих перемещаться корпусу вдоль них.

Главными причинами заклинивания шпоночного соединения могут являться:

1) неодинаковость тепловых расширений отдельных лап корпуса турбины в продольном направлении или неодинаковость тепловых зазоров в поперечных шпонках лап;

2) заклинивание шпоночного соединения одной из лап корпуса.

В первом случае (рис 19.25) одна из лап входит в контакт со своей поперечной шпонкой раньше, чем вторая, и в результате сила R поворачивает корпус подшипника, прижимая его к боковым поверхностям шпонок, привинченных к фундаментным рамам. Из-за большого плеча силы R контактное давление оказывается очень большим и, как следствие, большой оказывается и сила $F_{тр}$, защемляющая продвижение корпуса подшипника по фундаментной раме.

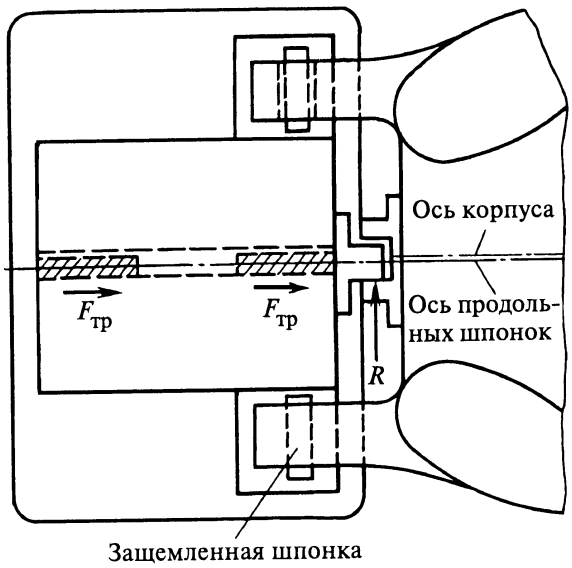


Рис. 19.25. Заклинивание в продольных шпонках вследствие неодинакового теплового расширения лап

Во втором случае (рис. 19.26) заклинивание одной из поперечных шпонок лап приводит к поперечному несимметричному смещению оси корпуса и выборке зазора в вертикальной шпонке. В результате защемления участка корпуса турбины между заклиненной лапой и вертикальной шпонкой возникает сила R, поворачивающая корпус подшипника на фундаментной раме, в результате чего и возникает заклинивание продольных шпонок.

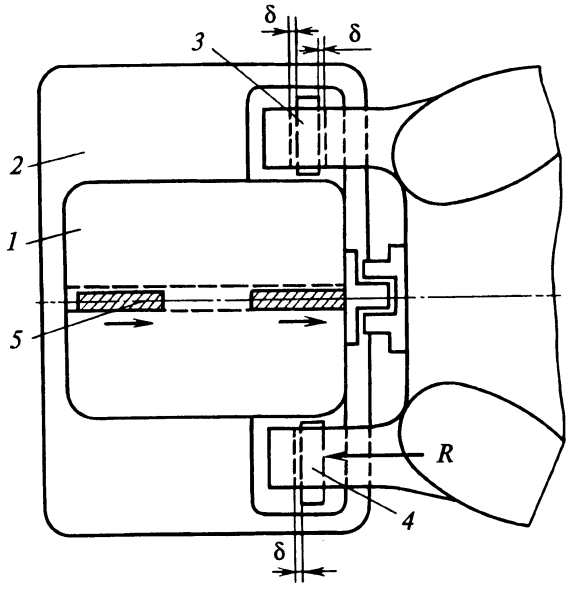


Рис. 19.26. Заклинивание в продольных шпонках вследствие заклинивания одной из поперечных шпонок лап
1 — корпус подшипника; *2* — фундаментальная рама; *3*, *4* — поперечные шпонки лап; *5* — продольные шпонки

Чаще всего заклинивание поперечной шпонки лап происходит вследствие неравномерного прогрева лапы по ширине: при подаче пара на концевое уплотнение перед пуском турбины внутренняя поверхность лапы, прилегающая к камерам уплотнений, прогревается сильнее, чем наружная. В результате лапа разворачивается наружу и заклинивает шпонку.

Таким образом, если прижимающая сила P_* и коэффициент трения k невелики, число перемещаемых цилиндров мало и заклинивания продольных шпонок не происходит, то силы трения $F_{тр}$ и преодолевающие их силы трения R в поперечных шпонках (см. рис. 19.22) также малы, и турбоагрегат достаточно свободно расширяется и сокращается на фундаменте в соответствии со своей изменяющейся температурой. Такая картина наблюдалась до определенной единичной мощности турбоагрегата, когда правильный монтаж обеспечивал вполне свободное тепловое расширение. С ростом единичной мощности турбоагрегата и количества цилиндров проблема свободного расширения на фундаменте становилась все острее. В частности, ее решение потребовало больших усилий для турбоагрегата Т-250/300-23,5 ТМЗ, фикспункт которого расположен на опорной раме ЦНД и генератора и на фундаменте которого расширяются все четыре цилиндра турбины (см. рис. 3.77).

19.6.3. Меры борьбы со стеснением расширения турбоагрегата

Поскольку повышенные силы трения обусловлены в первую очередь высокими значениями вертикальных нагрузок, действующих на корпус подшипника, радикальным способом борьбы с повышенными силами трения, является уменьшение вертикальных сил.

Для уменьшения сил, вызванных реактивным моментом со стороны фланца, который придавливается к опорным поверхностям корпусов подшипников (слева на рис. 19.23), устанавливают пружинный амортизатор, пример которого показан на рис. 19.27. Опирают амортизаторы на специальную балку, заделанную в колонну фундамента. Таким образом, часть реактивного момента передается на фундамент, а часть — через лапу на корпус подшипника.

Для уменьшения усилий от присоединенных паропроводов необходимы, прежде всего, правильная трассировка пароподводящих труб и правильный

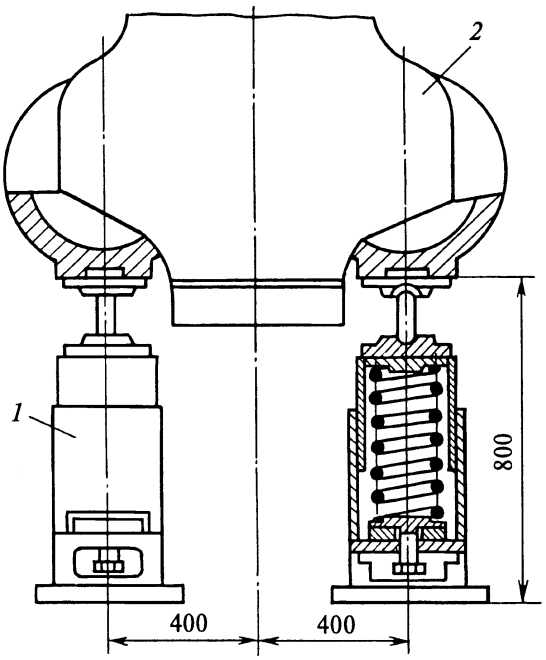


Рис. 19.27. Амортизатор ЦСД турбины К-300-23,5 ЛМЗ
1 — амортизатор; *2*— корпус стопорно-регулирующего клапана

монтаж арматуры. В общем случае все перечисленные меры помогают уменьшить вертикальную силу P_*, однако с их помощью ее нельзя сделать меньше, чем сила тяжести статора и ротора. Для еще большего уменьшения силы, передающейся на корпус подшипника, на ряде турбин ЛМЗ практикует установку дополнительной гибкой опоры с калиброванной пружиной (рис. 19.28). Гибкость опоры не препятствует свободному расширению лап, а сама она воспринимает часть вертикальной нагрузки, разгружая корпус подшипника.

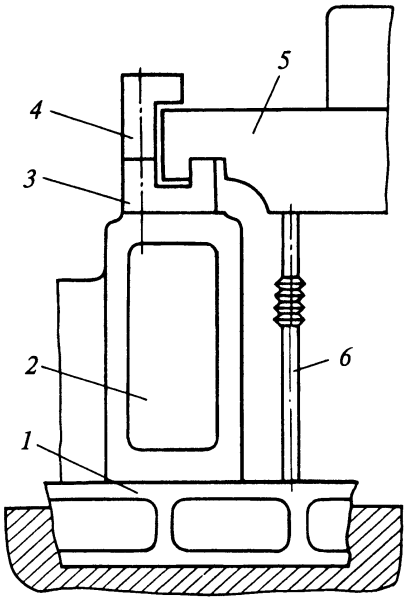


Рис. 19.28. Установка дополнительной опоры под лапу для уменьшения силы, действующей со стороны лапы на корпус подшипника
1 — фундаментная рама; *2* — корпус подшипника; *3* — поперечная шпонка; *4* — скоба; *5* — лапа; *6* — дополнительная опора

Как видно из формулы (19.4), при фиксированном значении вертикальной силы P_* уменьшения силы трения можно достичь снижением коэффициента трения k, применяя специальные смазки в виде пасты или специальные прокладки из синтетического материала — фторлона.

Для исключения заклинивания необходимы тщательный монтаж и пригонка всех шпоночных соединений, симметричный обогрев фланцев с равномерным прогревом лап во избежание их коробления. Для уменьшения кручения ригелей, кроме уменьшения сил трения на поверхностях скольжения, можно увеличивать сопротивления ригеля скручиванию соответствующим увеличением его размеров, что требует переделки фундамента.

Контрольные вопросы

1. Нарисуйте график свободных незатухающих гармонических колебаний. Обозначьте период колебаний τ_0. Как он связан с круговой частотой p и частотой f?
2. Ротор турбины вращается с угловой частотой $\omega = 314$ рад/с. Определите круговую частоту, частоту и период возмущающей силы, вызываемой неуравновешенностью ротора.
3. Сборный и сварной роторы имеют одинаковые размеры ступеней и примерно одинаковую массу. Почему критическая частота вращения сварного ротора будет выше, чем сборного?
4. Определите декремент колебаний, если две последовательные амплитуды равны 30 и 30,2 мкм.
5. Частота собственных колебаний некоторой системы равна 120 Гц. С какой частотой будет колебаться система, если на нее воздействовать гармонической силой с частотой 50 Гц?
6. Назовите отрицательные последствия повышения вибрации турбоагрегата.
7. Почему сила тяжести ротора не вызывает вибрации?
8. Вибрирует ли идеально уравновешенный ротор на критической частоте вращения?
9. Почему для роторов паровых турбин, кроме статической, требуется динамическая балансировка?
10. Почему при работе турбины на критической частоте вращения возникает интенсивная вибрация даже при небольшой неуравновешенности?
11. Во время ремонтных работ ликвидированы вспомогательные горячие паропроводы возле одной из колонн фундамента, в результате чего корпус среднего подшипника не расширился вверх по отношению к другим подшипникам и в рабочих условиях оказался практически исключенным из работы. Как это отразилось на критических частотах турбоагрегата?
12. Каковы характерные признаки вибрации, вызванной плохой балансировкой?

Почему ротор, неравномерно нагретый по сечению, вибрирует? Почему эту вибрацию нельзя устранить более тщательной балансировкой?

Почему значительные задевания в проточной части турбины вызывают ее интенсивную вибрацию?

В чем состоит принципиальное отличие автоколебаний от вынужденных колебаний?

Объясните механизм возникновения масляной вибрации.

Как проверить является ли неправильный порядок открытия регулирующих клапанов причиной низкочастотной вибрации?

Почему при использовании сегментных подшипников не может возникнуть низкочастотная масляная вибрация?

Объясните механизм возникновения венцовых циркуляционных сил.

Почему износ или увеличение радиальных зазоров в уплотнениях приводит к уменьшению вибрации?

Почему циркуляционные силы в диафрагменных уплотнениях значительно меньше, чем циркуляционные силы в промежуточных уплотнениях в цилиндрах с поворотом пара?

22. Почему паровые циркуляционные силы в паровых турбинах на сверхкритические начальные параметры пара играют основную роль в появлении низкочастотной вибрации?
23. Турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ и К-800-23,5 ЛМЗ выполнены на одинаковые начальные параметры пара. Для какой из турбин венцовые и надбандажные силы будут больше при одинаковых типах уплотнений и зазорах в проточной части?
24. Каков механизм возникновения вибрации двойной оборотной частоты?
25. При проектировании турбины с рабочей частотой вращения 50 1/с ротор рассчитывают так, чтобы его критические частоты не равнялись 25, 50 и 100 Гц. Почему эти критические частоты являются запретными?
26. Назовите последствия стеснения тепловых расширений турбоагрегата на фундаменте.
27. Перечислите силы, прижимающие корпуса подшипников к фундаментным рамам и объясните их происхождение.
28. Почему происходит заклинивание шпоночных соединений при расширении турбины?

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ


Паровой котел

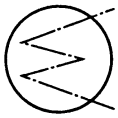

Пароперегреватель (основной, промежуточный)

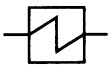

Барабан котла


Однопоточный цилиндр


Цилиндр с поворотом пара


Двухпоточный цилиндр

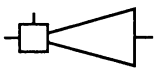

Конденсатор

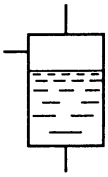

Теплообменник


Деаэратор

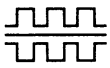

Насос


Электрический генератор


Эжектор


Расширитель


Блочная обессоливающая установка


Уплотнение концевое, штоков клапанов


Впрыск конденсата


Задвижка; вентиль

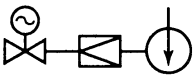

Задвижка с электроприводом


Обратный клапан с принудительным закрытием


Стопорный клапан


Регулирующий клапан


Сбросной клапан; клапан рециркуляции


БРОУ; РОУ


Предохранительный клапан


Выхлоп в атмосферу

Свежий пар

Пар отборов

Конденсат

Дренаж

Паровоздушная смесь

Сбросной трубопровод

Растопочная линия

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

В приложении приводятся единицы величин, принятые в СИ, а также ряд внесистемных единиц, имеющих еще широкое использование в теплоэнергетике и на электростанциях и поэтому употребляемых в настоящей книге.

Наименование и обозначение единиц физических величин

Наименование величины	Система единиц			
	СИ		Другие системы	
Основные единицы				
Длина	метр	м	—	—
Масса	килограмм	кг	тонна	т
Время	секунда	с	час	ч
Температура	кельвин	К	градус Цельсия	°С
Производные единицы				
Сила	ньютон	Н	килограмм-сила	кгс
Объем	—	$м^3$	литр	л
Плотность	—	$кг/м^3$	—	—
Скорость	—	м/с	—	—
Частота вращения	обороты в секунду	1/с	обороты в минуту	об/мин
Угловая скорость вращения	радиан в секунду	рад/с	—	—
Частота колебаний	герц	Гц	—	—
Объемный расход	—	$м^3/с$	—	$м^3/с$
Массовый расход	—	кг/с	—	т/ч
Давление, механическое напряжение	паскаль	Па	техническая атмосфера	$кгс/см^2$; мм рт. ст; бар
Энергия, работа, количество тепла	джоуль	Дж	калория; киловатт-час	кал; кВт · ч
Мощность, отпуск тепла	ватт	Вт	—	ккал/ч
Удельный расход тепла	—		—	ккал/(кВт · ч)

Соотношение между единицами энергии

Единицы	Дж	кал	кВт · ч
1 Дж	1	0,239	$0,278 \cdot 10^{-6}$
1 кал	4,1868	1	$1,163 \cdot 10^{-6}$
1 кВт · ч	$3,6 \cdot 10^6$	$0,86 \cdot 10^6$	1

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименования

Множитель	Приставка		
	Наименование	Обозначение	
		Русское	Международное
$1\,000\,000\,000\,000 = 10^{12}$	тера	Т	T
$1\,000\,000\,000 = 10^9$	гига	Г	G
$1\,000\,000 = 10^6$	мега	М	M
$1000 = 10^3$	кило	к	k
$100 = 10^2$	гекто	г	h
$10 = 10^1$	дека	да	da
$0,1 = 10^{-1}$	деци	д	d
$0,01 = 10^{-2}$	санти	с	—
$0,001 = 10^{-3}$	милли	м	m
$0,000\,001 = 10^{-6}$	микро	мк	m
$0,000\,000\,001 = 10^{-9}$	нано	н	n
$0,000\,000\,000\,001 = 10^{-12}$	пико	п	p

Соотношение между единицами давления

Единицы	Па	бар	$кгс/см^2$	мм рт.ст.
1 Па	1	10^{-5}	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$
1 бар	10^5	1	1,02	750
1 $кгс/см^2$	$9,81 \cdot 10^4$	0,981	1	736
1 мм рт.ст.	133,3	$1,33 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1

Соотношение между единицами мощности

Единицы	кВт	ккал/ч
1 кВт	1	860
1 ккал/ч	$1,163 \cdot 10^{-3}$	1

Соотношение между единицами частоты вращения

Единицы	1/с	1/мин	рад/с
1 1/с	1	1/60	6,28
1 1/мин	60	1	376,8
1 рад/с	0,159	9,55	1

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Глава 1. Основная: 1, 17, 41, 43. Дополнительная: 31, 51.
Глава 2. Основная: 31, 51. Дополнительная: 17.
Глава 3. Основная: 3, 23, 46, 47, 51. Дополнительная: 10, 28, 31.
Глава 4. Основная: 3, 14, 31, 37, 47, 52. Дополнительная: 4, 5, 10, 22, 25, 30, 36, 45.
Глава 5. Основная: 4, 19, 26. Дополнительная: 31, 41.
Глава 6. Основная: 27, 29, 39, 44. Дополнительная: 41, 43.
Глава 7. Основная: 24, 37, 39. Дополнительная: 9, 34, 41, 44.
Глава 8. Основная: 3, 51. Дополнительная: 32.
Глава 9. Основная: 3, 51. Дополнительная: 32.
Глава 10. Основная: 3. Дополнительная: 32
Глава 11. Основная: 3, 12, 16, 31, 42, 51. Дополнительная: 6, 18, 19, 20, 26, 50.
Глава 12. Основная: 3, 4, 15, 37. Дополнительная: 8, 19, 25, 26, 36, 45.
Глава 13. Основная: 3, 27, 37. Дополнительная: 11, 15, 35.
Глава 14. Основная: 35; 37. Дополнительная: 36.
Глава 15. Основная: 15, 35, 43. Дополнительная: 2, 12, 16, 18, 48.
Глава 16. Основная: 21. Дополнительная: 20, 33, 49.
Глава 17. Основная: 21. Дополнительная: 35.
Глава 18. Основная: 10. Дополнительная: 10.
Глава 19. Основная: 21, 37, 40. Дополнительная: 7, 31, 36.

1. **Александров А.А., Григорьев Б.А.** Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во МЭИ, 1999.
2. **Аракелян Э.К., Старшинов В.А.** Повышение экономичности и маневренности тепловых электростанций. М.: Изд-во МЭИ, 1993.
3. **Бененсон Е.И., Иоффе Л.С.** Теплофикационные паровые турбины / Под. ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
4. **Бродов Ю.М., Савельев Р.З.** Конденсационные установки паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1994.
5. **Веллер В.Н.** Автоматическое регулирование паровых турбин. М.: Энергия, 1977.
6. **Гиршфельд В.Я., Князев А.М., Кузиков В.Е.** Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М.: Энергия, 1980.
7. **Гольдин А.С.** Устранение вибраций турбоагрегатов на тепловых электростанциях. М.: Энергия, 1980.
8. **Доброхотов В.И., Жгулев Г.В.** Эксплуатация энергетических блоков. М.: Энергоатомиздат, 1987.
9. **Ефимочкин Г.И.** Бездеаэраторные схемы паротурбинных установок. М.: Энергоатомиздат, 1989.
10. **Жаров А.П.** Предупреждение аварий подшипников паровых турбин. М.: Энергия, 1974.
11. **Жгулев Г.В.** Пуск и наладка энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
12. **Иванов В.А.** Режимы мощных паротурбинных установок. М.—Л.: Энергоатомиздат, 1986.
13. **Инструкция** по ультразвуковому контролю цельнокованых роторов паровых турбин со стороны осевого канала. И-34-70-005—82. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.
14. **Казанский В.Н.** Системы смазывания паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986.
15. **Капелович Б.Э.** Эксплуатация паротурбинных установок. М.: Энергоатомиздат, 1985.
16. **Качан А.Д.** Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. Минск: Высшая школа, 1978.
17. **Кириллин В.А., Сычев В.В. Шейндлин А.Е.** Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1983.
18. **Кириллов И.И., Иванов В.А. Кириллов А.И.** Паровые турбины и паротурбинные установки. М.—Л.: Машиностроение, 1978.
19. **Кирсанов И.Н.** Конденсационные установки. М.—Л.: Энергия, 1966.
20. **Клебанов М.Д., Юрков Э.В.** Влияние режима работы на динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени теплофикационной турбины // Электрические станции. 1979. № 10. С. 30—38.
21. **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
22. **Леснов В.А.** Регулирование и автоматизация турбин: Учебник для техникумов. М.: Машиностроение, 1980.
23. **Лосев С.М.** Паровые турбины. — 10-е изд. М.: Энергия, 1964.
24. **Малюшенко В.В., Михайлов А.К.** Насосное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975.
25. **Методические** указания по проверке и испытаниям автоматических систем регулирования и защит паровых турбин. ЛПУ 34-70-062-83. М.: СПО ОРГРЭС, 1991.
26. **Методические** указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций. М.: Союзтехэнерго, 1986.
27. **Методические** указания по эксплуатационному контролю за состоянием сетевых подогревателей. МУ 34-70-104-85. М.: СПО Союзтехэнерго, 1985. 71 с.
28. **Михайлов-Михеев П.Б.** Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. М.—Л.: Машгиз, 1961. 838 с.
29. **Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М.** Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Энергоатомиздат, 1998.
30. **Огнестойкие** турбинные масла / Под ред. проф. К.И. Иванова. М.: Химия, 1974.
31. **Паровые** и газовые турбины / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов и др.; Под ред. А.Г. Костюка и В.В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985.
32. **Паротурбинные** энергетические установки. Отраслевой каталог. ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. М., 1988.

33. **Перельман Р.Г., Пряхин В.В.** Эрозия элементов паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986.
34. **Печеник Б.Я., Хатетовский Г.И.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
35. **Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980.
36. **Пособие** для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» (теплотехническая часть). М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 199.
37. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 15-е изд. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
38. **Применение** моторного режима на тепловых электрических станциях / А.А. Мадоян, Б.Л. Левченко, Э.К. Аракелян и др.; Под. ред. А.А. Мадояна. М.: Энергия, 1980.
39. **Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М.** Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987.
40. **Рунов Б.Т.** Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982.
41. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987.
42. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982.
43. **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети. М.: Изд-во МЭИ, 1999.
44. **Теплообменное** оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог. ЦНИИТЭИТЯЖМАШ Ч. I и II. М., 1989.
45. **Типовая** инструкция по испытанию противоразгонной защиты паровых турбин. ТИ 34-70-015—83. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.
46. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990.
47. **Трухний А.Д., Крупенников Б.Н., Петрунин С.В.** Атлас конструкций деталей турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
48. **Участие** теплофикационных турбин в переменных режимах энергосистем: Сборник научных трудов ВТИ. М.: Энергоатомиздат, 1983.
49. **Фадеев И.П.** Эрозия влажнопаровых турбин. М.—Л.: Машиностроение, 1974.
50. **Шапиро Т.А.** Повышение эффективности работы ТЭЦ. М.: Энергоиздат, 1981.
51. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1993.
52. **Щегляев А.В., Смельницкий С.Г.** Регулирование паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1962.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Абразивный износ лопаток 463
Аварии
— парораспределения 499
— подшипников 497
— регулирующих клапанов 499
— систем регулирования 501
— стопорных клапанов 499
Аварийная масляная емкость 105, 139
Автоколебания рабочих лопаток 328
Автомат безопасности 174

Б

Баббит 107
Балансировка
— динамическая 507
— статическая 506
Бандаж
— интегральный 69
— ленточный 69
Бездеаэраторная схема 227, 240
Безотказность работы 303
БРОУ 384

В

Валоповоротное устройство 131, 380
Валопровод 71
Вибрационная диаграмма 442
Вибрационные характеристики
— валопровода 507
— рабочих лопаток 431
Вибрация рабочих лопаток 429
Вибрация турбоагрегата
— высокочастотная 503, 522
— масляная 513
— низкочастотная 503, 512
— оборотной частоты 503
— паровая 516
Виброустойчивость 106
Водоснабжение
— оборотное 194
— прямоточное 194
Возврат тепла 55
Воздухоохладитель 187
Выбег ротора 403
Выгиб корпуса 407
Выработка на тепловом потреблении 30, 371
Вязкость разрушения 63, 479

Г

Главная паровая задвижка 377
Градирня 14, 194
График нагрузки
— тепловой сети 414
— электрический 413
График пуска
— турбины 381
— энергоблока 391

Д

Давление 15
Деаэратор 226, 231
Деаэрационный конденсатосборник 188
Деаэрация 15
Демпфирование колебаний 62, 443
Деформация корпуса 346, 407
Диаграмма
— водяного пара 22
— парораспределения 313, 315, 316
— перегрузки турбины 343
— режимов работы 319
Диафрагмы
— литые 94
— поворотные 99
— сварные 95
Длительная прочность
— материалов 62, 480
— цельнокованых роторов 481
Дренаж 377
Дренажный коллектор 377

З

Законы термодинамики
— второй 18
— первый 16, 32
Занос проточной части 361
Затяжка фланцевых соединений 82
Защита
— конденсатора 178
— регенеративного подогревателя 239
— турбины от разгона 354

И

Излом рабочих лопаток 469
Измерение вакуума 181
Изоляция турбины 407, 424
Инжектор 135
Испытания системы регулирования 356

К

Кавитация 200
Капельная эрозия
— материала 458
— рабочих лопаток 455
Классификация паровых турбин 241
Колебания дисков 489
Колебания рабочих лопаток
— внутрипакетные 433
— вынужденные 431
— изгибно-крутильные 433
— самоподдерживающиеся 431
— свободные 431
— синхронно-синфазные 432
Компоновка трубного пучка 187
Конденсатоотводчик 377
Конденсационная установка 183
Конструкции
— диафрагм 93
— конденсаторов 185
— корпусов 79
— опорных подшипников 109
— подогревателей сетевой воды 211
— рабочих лопаток 66
— регулирующих клапанов 165
— роторов 72
— стопорных клапанов 168
— упорных подшипников 113
— фланцевых соединений 78
— хвостовиков лопаток 67
Концентрация напряжений 61
Коробление корпусов 495
Корпуса подшипников
— встроенные 88, 117
— выносные 117
— приставные 123
Корпуса турбин
— двухстенные 79, 83, 90
— одностенные 79, 88
Коррозионная усталость
— рабочих лопаток 446
— материала 445, 447
Коррозионное растрескивание дисков 486
Котел
— барабанный 14, 384
— прямоточный 14, 384
Котельная установка 14
Коэффициент
— готовности 304
— использования тепла топлива 30
Коэффициент
— линейного расширения 63
— расхода 35
— скорости 35
— теплопередачи 364
Коэффициент полезного действия
— механический 26
— относительный электрический 26
— термический 18
— турбины относительный внутренний 26
— турбоустановки 26
— цикла Карно 18, 19
— цикла Ренкина 26
Коэффициент полезного действия ступени
— относительный внутренний 46
— относительный лопаточный 42
Кратность охлаждения конденсатора 193
Критическая температура хрупкости 63
Критическая частота вращения 505, 508
Критический дефект 479
Критическое отношение давлений 33
Кручение ригелей 525

М

Магистральная задвижка 376
Маневренность 417
Маслоохладители 137, 143
Масляный насос
— аварийный 137
— основной 137, 142
— пусковой 136
Материалы
— диафрагм 99
— дисков 78
— корпусов 99
— обойм 99
— рабочих лопаток 71
— роторов 78
Межремонтный период 304
Механизм управления турбиной 147, 151, 157
Модуль упругости 62
Муфты
— жесткие 76
— подвижные 78
— полужесткие 78

Н

Нагружение
— турбины 382
— энергоблока 390
Напряжение 61

Насос
— бустерный 233
— конденсатный 200
— питательный 233
— сетевой 218
— циркуляционный 183, 195
Натяг 72
Неполадки
— конденсаторов 364, 368
— сетевых подогревателей 371

О

Обогрев фланцевых соединений 82, 420
Обоймы 88, 91
Обратные клапаны 167, 353
Обслуживание
— регенеративных подогревателей 360
— сетевых подогревателей 369
— системы регулирования 351
— системы смазки 357
— уплотнений 359
Освобождающая частота вращения 72
Осевое усилие 58
Осевой разбег 112
Осевой сдвиг ротора 112, 177, 358
Остановка турбины
— аварийная 405
— в горячий резерв 402
— с охлаждением 404
— штатная 308
Остывание турбины 407
Отбор
— отопительный 15, 241
— производственный 241
— регенеративный 28
Отказ функционирования 303
Отложения в турбинах 361
Относительное расширение ротора 346, 358
Отрыв рабочих лопаток 467

П

Пакетный множитель 435
Пар
— влажный 21
— насыщенный 19
— перегретый 21
Парораспределение
— дроссельное 51
— обводное 53
— сопловое 52
Паротурбинная установка 14
Перевод на номинальное давление 391, 411
Переохлаждение конденсата 185
Пиковый водогрейный котел 15
Питательный насос 15, 239
Повышение частоты вращения турбины 381
Погибы валов 491
Подогреватели
— высокого давления 237
— низкого давления 229
Подогреватели сетевой воды 15, 211
Подогрев сетевой воды
— двухступенчатый 210
— одноступенчатый 210
Ползучесть 80
Потери в решетках 35
Потери в ступени
— в рабочей решетке 37
— в сопловой решетке 36
— дополнительные 48
— на вентиляцию 48
— на концах дуг подвода 48
— на трение диска 45
— с выходной скоростью 37
— с протечками 43
Поток пара в турбине
— конденсационный 30
— теплофикационный 30
Подшипники
— опорные 105
— сегментные 108
— упорные 110
Пожаробезопасность 135
Предел
— длительной прочности 62
— ползучести 62
— прочности 62
— текучести 62
— усталости 62
Предельный вакуум 331
Предупреждение
— стеснения тепловых расширений 527
— эрозии лопаток 461
Предупреждение поломок
— бандажей 476
— проволочных связей 476
— цельнокованых роторов 480
— рабочих лопаток 440, 453, 468, 470
Приведение турбины во вращение 381
Приемно-сбросное устройство 191
Присосы воздуха 184, 367
Проверка
— автомата безопасности 354, 382
— плотности клапанов 352

Проверка
— системы защиты от разгона 380
— системы регулирования 380
Проволочные связи
— демпферные 71
— паяные 70
Прогибы
— валов 510
— диафрагм 497
Прогрев паропроводов 379
Промывка турбины 362
Пропаривание фланцевых соединений 493
Проточная часть 51
Пусковая схема 383
Пуск конденсационной установки 379
Пуск сетевых подогревателей 395
Пуск турбины
— блочной 382
— из горячего состояния 409
— из неостывшего состояния 409
— из холодного состояния 379
— неблочной 379
— с противодавлением 398
Пуск эжектора 380
Пуск энергоблока
— из горячего состояния 409
— из неостывшего состояния 409
— из холодного состояния 388

Р

Разгружение турбины 402, 404
Разгрузочные отверстия 58
Разрушения
— бандажей 473
— дисков 486
— проволочных связей 476
— рабочих лопаток 427
— хвостовых соединений 471
— цельнокованых роторов 477
Расхаживание клапанов 171, 353
Расширитель 377
Реактивность ступени 37
Регенеративный подогрев 28, 225
Регулировочный диапазон 417
Регулятор частоты вращения 149, 161
Режим работы турбины
— беспаровой 307
— конденсационный 305
— максимальной нагрузки 307
— малорасходный 307, 335
— моторный 308, 425
— нагрузки собственных нужд 308
— номинальной нагрузки 306
— переходный 306, 308
— по электрическому графику 342
— при переменной тепловой нагрузке 332
— при переменном давлении в конденсаторе 327
— со скользящим начальным давлением 307, 317
— с отклонением параметров пара 324, 327
— с отключением регенерации 307, 313
— с постоянным начальным давлением 312
— стационарный 305
— теплофикационный 305, 332
— холостого хода 307, 308, 382
— частичной нагрузки 306
Резонанс
— рабочих лопаток 432, 442
— роторов 508
Релаксация напряжений 75
Реле давления 146
Ремонтопригодность 303
Решетки турбинные
— большой веерности 34
— рабочие 37
— сопловые 35
РОУ 411

С

Сброс нагрузки 356
Сбросные клапаны 167
Сервомотор 149, 162
Сетка поправок на вакуум 330
Система смазки 135
Скользящее давление 53
Сокращение ротора 400, 409
Сопловые коробки 82, 85
Сопло Лаваля 33
Срок службы турбины 304
Срыв вакуума 406
Сталь
— легированная 63
— углеродистая 63
Статическая характеристика регулирования 153
Степень неравномерности 154
Степень нечувствительности 155
Стеснение тепловых расширений 524
Стояночная коррозия 408

Т

Температура
— испарения, кипения, насыщения 19
— питательной воды 225
Температурное охрупчивание 479
Температурные напряжения 347, 401, 409
Температурный напор 364
Тепловой изгиб ротора 346
Теплоемкость 16
Теплоперепад ступени 36

Теплоперепад турбины
— используемый 26
— располагаемый 24
Теплопроводность 63
Теплота
— конденсации 19, 181
— парообразования 19
Теплофикационная установка 14, 208, 218
Теплоэлектроцентраль 11
Термическая усталость
— корпусов 494
— цельнокованых роторов 483
Термодинамический процесс
— адиабатный 16
— дросселирование 24
— изобарный 17
— изотермический 17
— изохорный 16
— изоэнтропийный 17, 23
Термодинамические циклы
— Карно 18
— Ренкина 24, 26
Треугольники скоростей 38
Трубный пучок конденсатора
— главный 185
— теплофикационный 187
Турбинная ступень
— двухвенечная 47
— одновенечная 35
— парциальная 48
— регулирующая 53, 54
— с большой веерностью 49
Турбины
— многоступенчатые 55
— многоцилиндровые 57
Турбины с двумя отборами
— ПТ-50/60-12,8/0,7 ТМЗ 284
— ПТ-140/165-12,8/1,5 ТМЗ 285
— ПТ-60/75-12,8/1,3 ЛМЗ 289
— ПТ-80/100-12,8/1,3 ЛМЗ 298
— ПР-25-8,8/1/0,09 ТМЗ 299
Турбины с одним отбором
— Т-50-12,8 ТМЗ 254
— Т-100-12,8 ТМЗ 263
— Т-110/120-12,8 ТМЗ 263
— Т-175/210-12,8 ТМЗ 267
— Т-185/220-12,8 ТМЗ 267
— Т-250/300-23,5 ТМЗ 272
— Т-255/305-23,5-5 ТМЗ 276
— Т-180/210-12,8-1 ЛМЗ 277
— Т-180/215-12,8-2 ЛМЗ 282
Турбины с противодавлением
— Р-40-12,8/3 ТМЗ 243
— Р-100-12,8/1,5 ТМЗ 246
— Р-50-12,8/1,3 ЛМЗ 248
— Р-50/60-12,8/1,3-2 ЛМЗ 250

У

Угон турбины 174, 352
Удельный расход
— пара 30
— тепла 26
— условного топлива 28
Уплотнение
— виброустойчивое 103
— диафрагменное 100
— концевое 56, 100, 102
— надбандажное 103
— ступенчатое 43
— прямоточное 44
Усталость
— валов 490
— малоцикловая 79, 423
— многоцикловая 436
— рабочих лопаток 428
Установка
— конденсатора 189
— турбоагрегата 128

Ф

Фикспункт 83, 88, 90, 128
Флокены 478
Формула Стодолы—Флюгеля 309
Фундамент турбоагрегата 123
Фундаментные рамы 124

Х

Характеристики
— длительной прочности 64
— конденсатора 192, 329
— паровых турбин 243, 245, 255, 263, 270, 279
— сетевых подогревателей 212, 213
— эжектора 184
Хвостовики рабочих лопаток
— вильчатый 68
— елочный 69
— Т-образный 67
Хрупкие разрушения роторов 478

Ц

Циркуляционные силы
— бандажные 518
— венцовые 516
— в уплотнениях 520
— масляные 513

Ш

Шариковая очистка конденсатора 197

Ч

Чистка конденсатора 366
Чугун 64

Э

Эжектор
— водокольцевой 205
— водоструйный 183, 205
— основной 380
— пароструйный 203
— пусковой 380
— циркуляционной системы 380
Электрогидравлический преобразователь 161
Энергетическая характеристика турбоагрегата 319
Энтальпия 16

Я

Язвенная коррозия 445

Учебное издание

ТРУХНИЙ Алексей Данилович
ЛОМАКИН Борис Владимирович

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ

Учебное пособие для вузов

Редактор *И.П. Березина*
Художественный редактор *А.Ю. Землеруб*
Технический редактор *З.Н. Ратникова*
Корректор *В.В. Сомова*
Компьютерная верстка *О.А. Беспаловой*

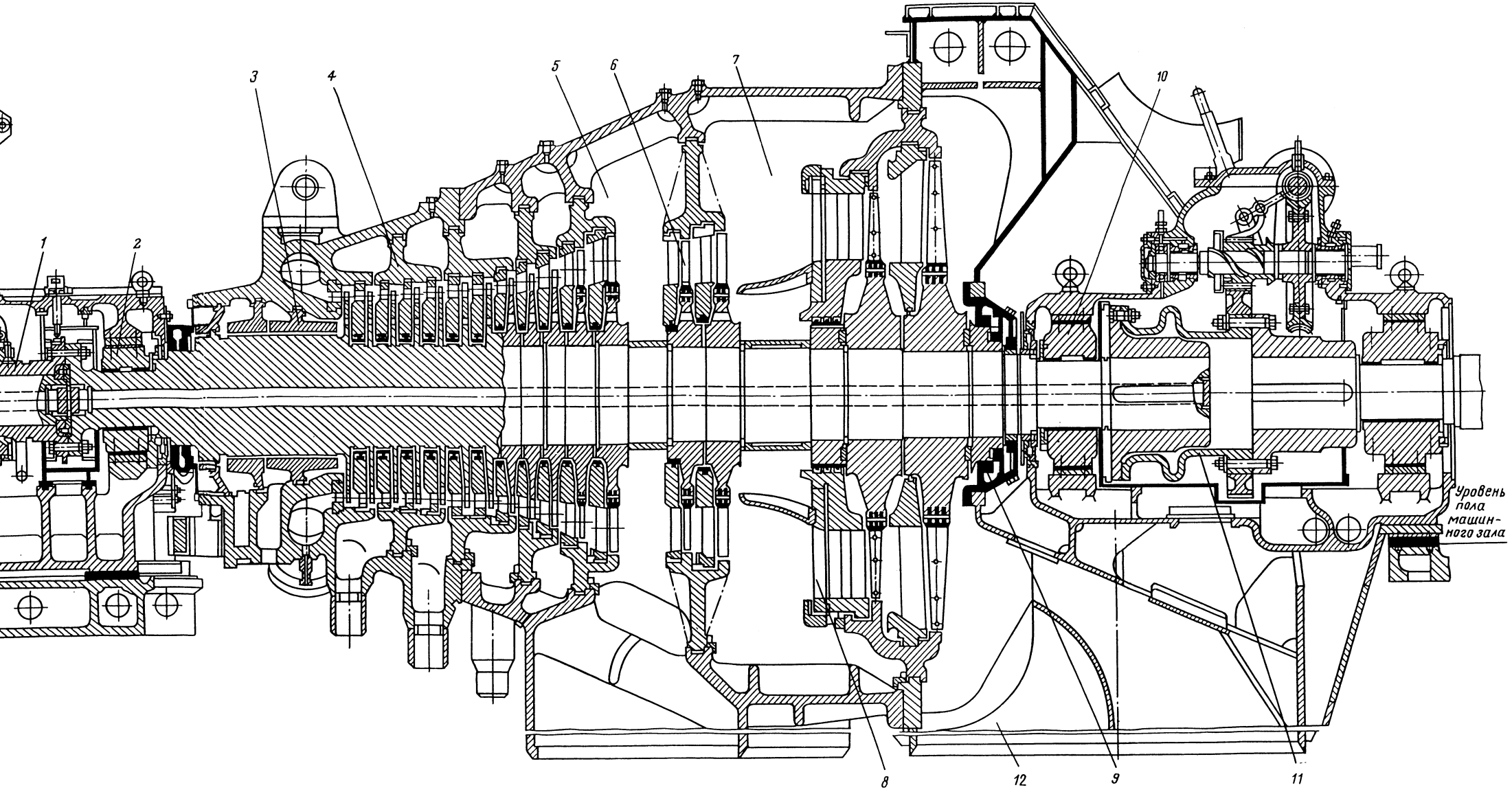
ЛР № 020528 от 05.06.97

Подписано в печать с оригинала-макета 27.11.01 Формат 84×108/16
Бумага офсетная Гарнитура Таймс Печать офсетная
Усл. печ. л. 56,7+5,04 (вкладки) Уч.-изд. л. 58,4+4 (вкладки)

Тираж 1500 экз. Заказ № 5840. С-014

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

Отпечатано в полном соответствии с качеством предоставленных диапозитивов
в ППП «Типография «Наука», 121099, Москва, Шубинский пер., 6


1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
Уровень пола машинного зала

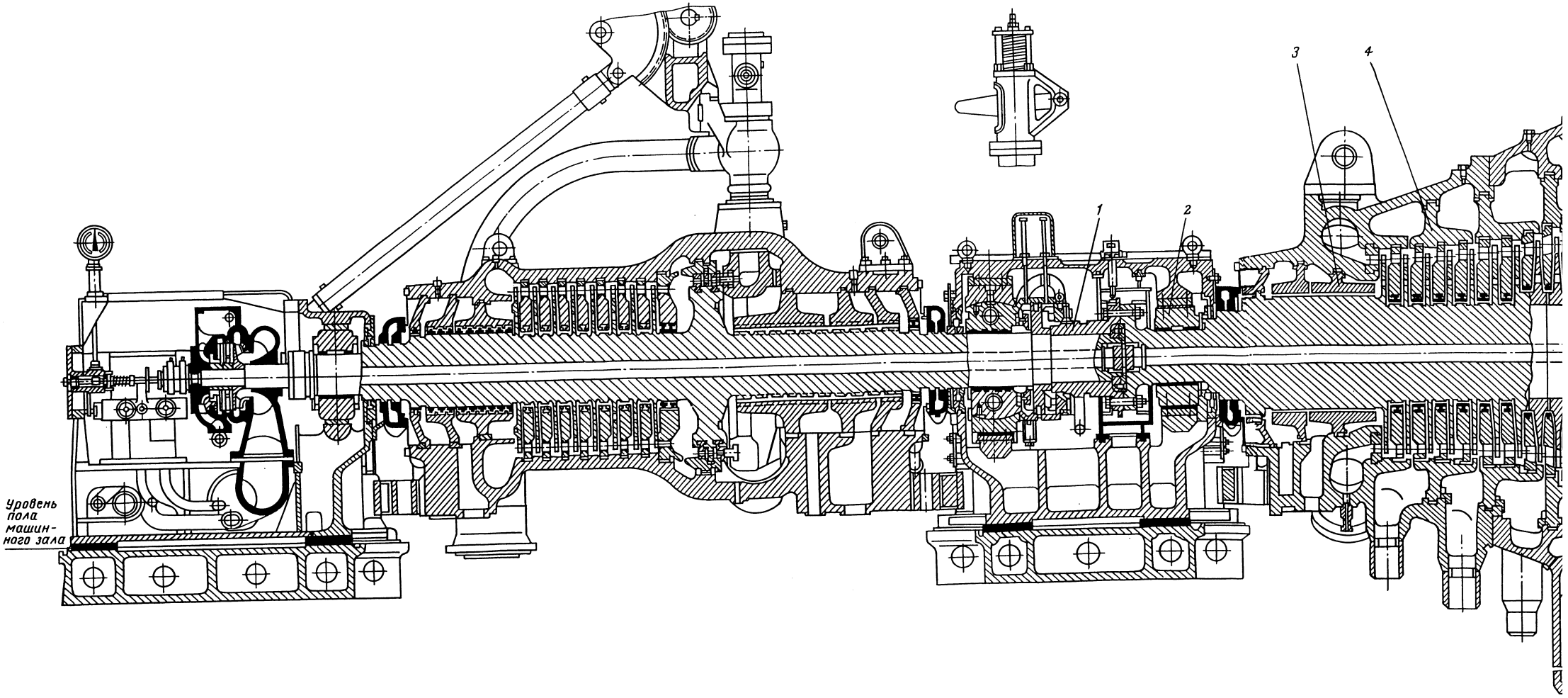
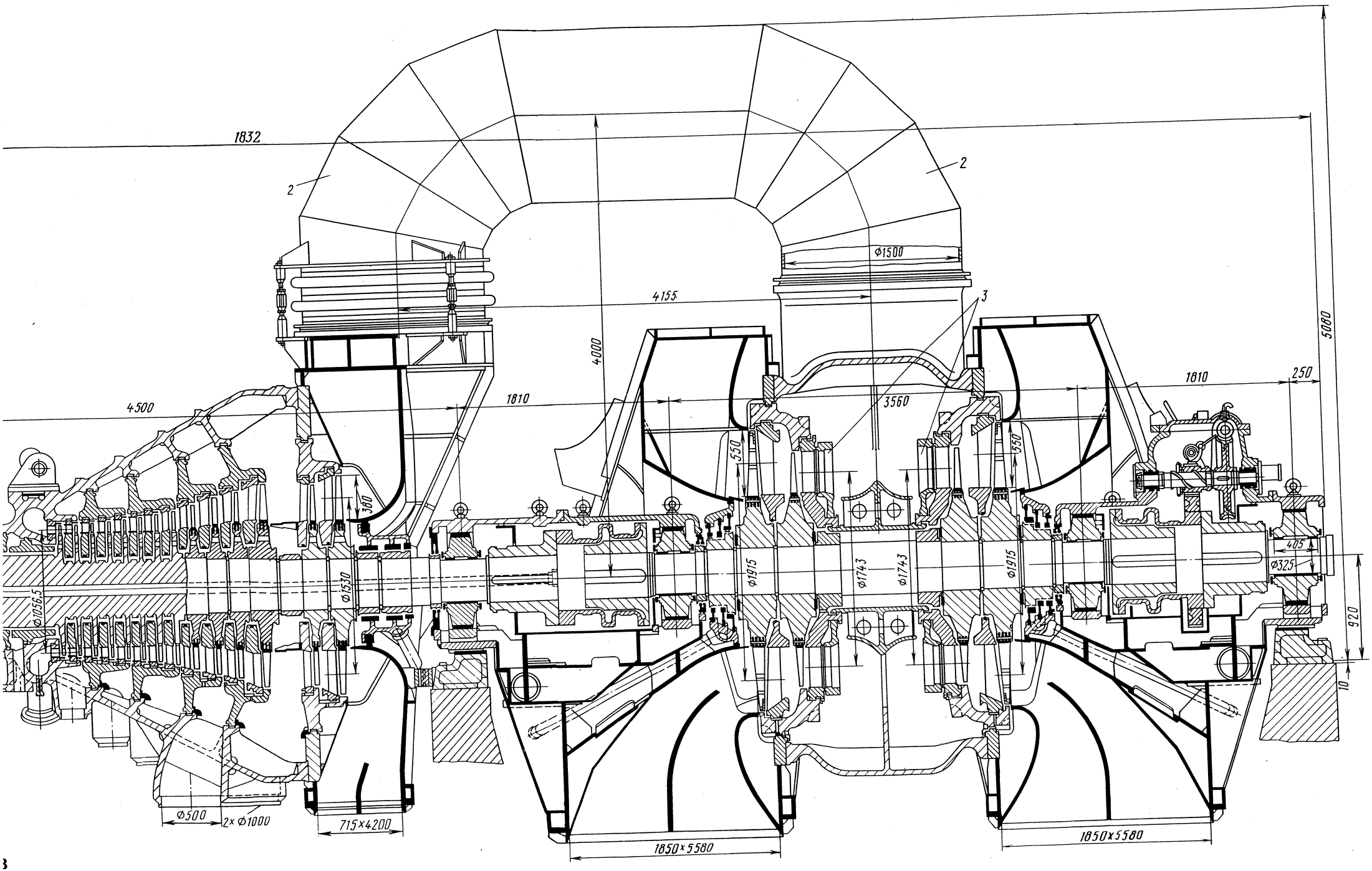


Рис. 3.2. Турбина Т-50-12,8 ТМЗ


1832
2
2
Φ1500
4155
3
4000
5080
1810
250
4500
1810
3560
550
550
360
Φ1530
Φ1915
Φ1743
Φ1743
Φ1915
405
Φ325
920
Φ1056,5
10
Φ500
2× Φ1000
715×4200
1850×5580
1850×5580

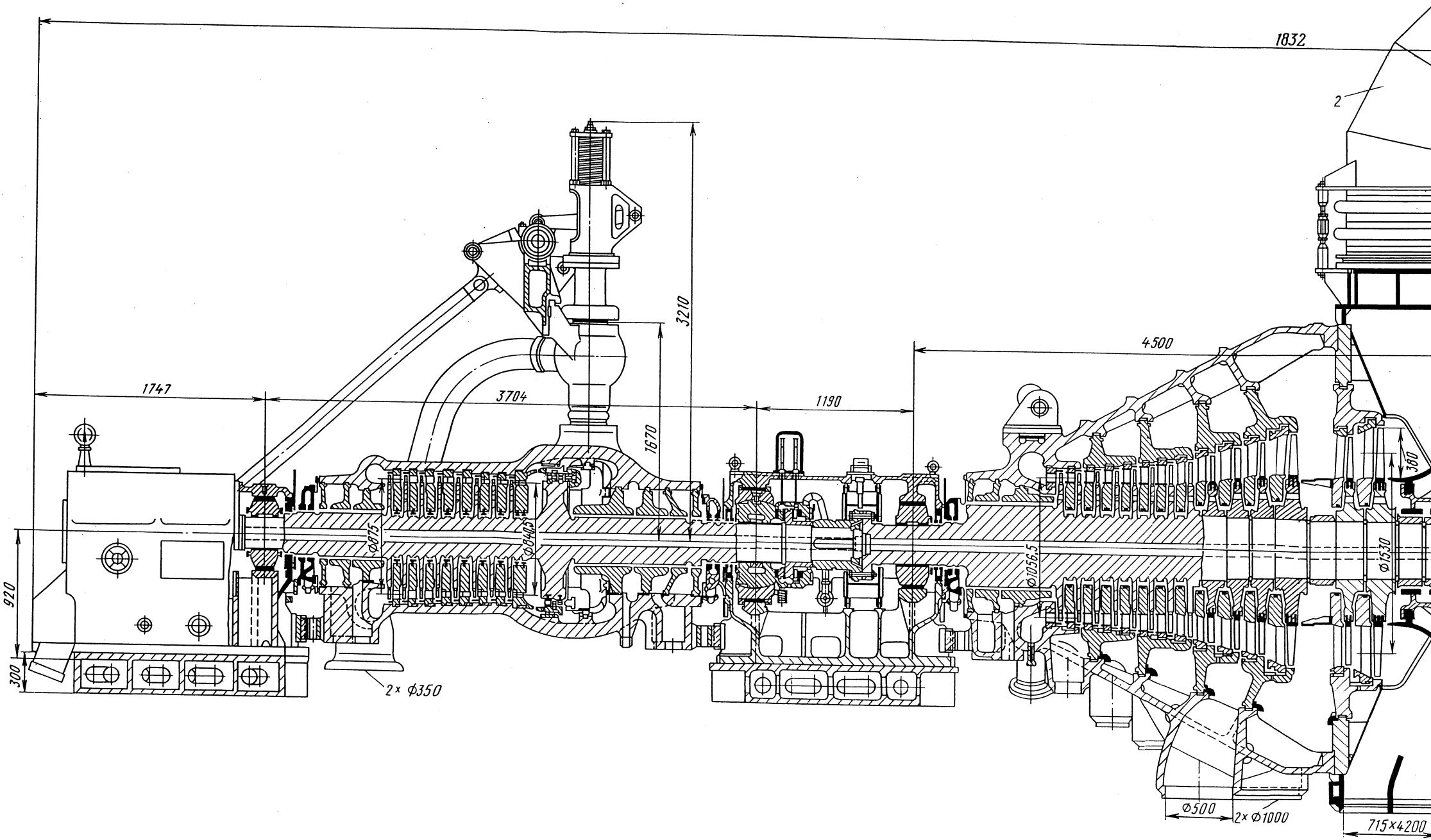


Рис. 3.3. Турбина Т-100-12,8 ТМЗ

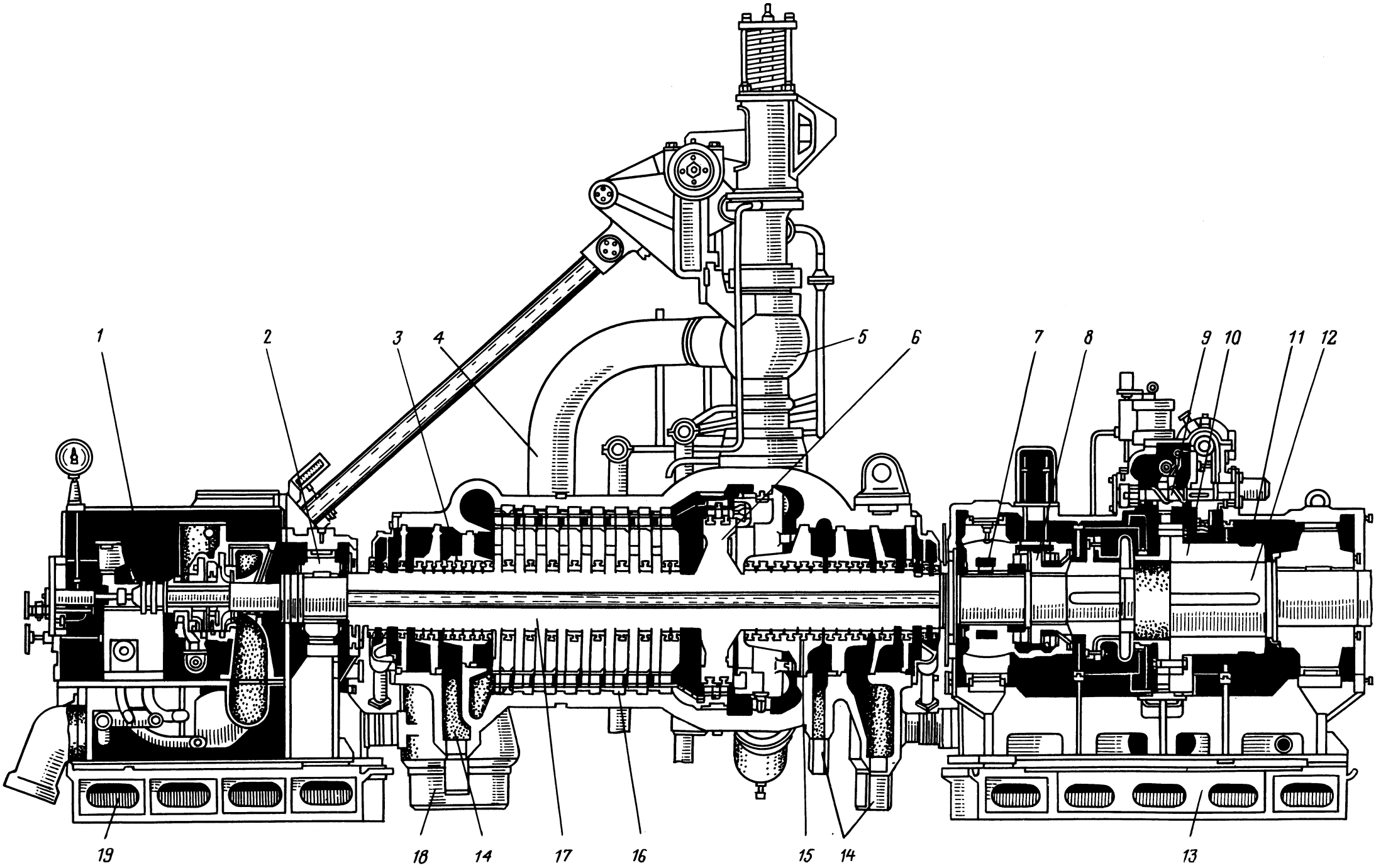


Рис. 3.1. Турбина Р-40-12,8/3,1 ТМЗ

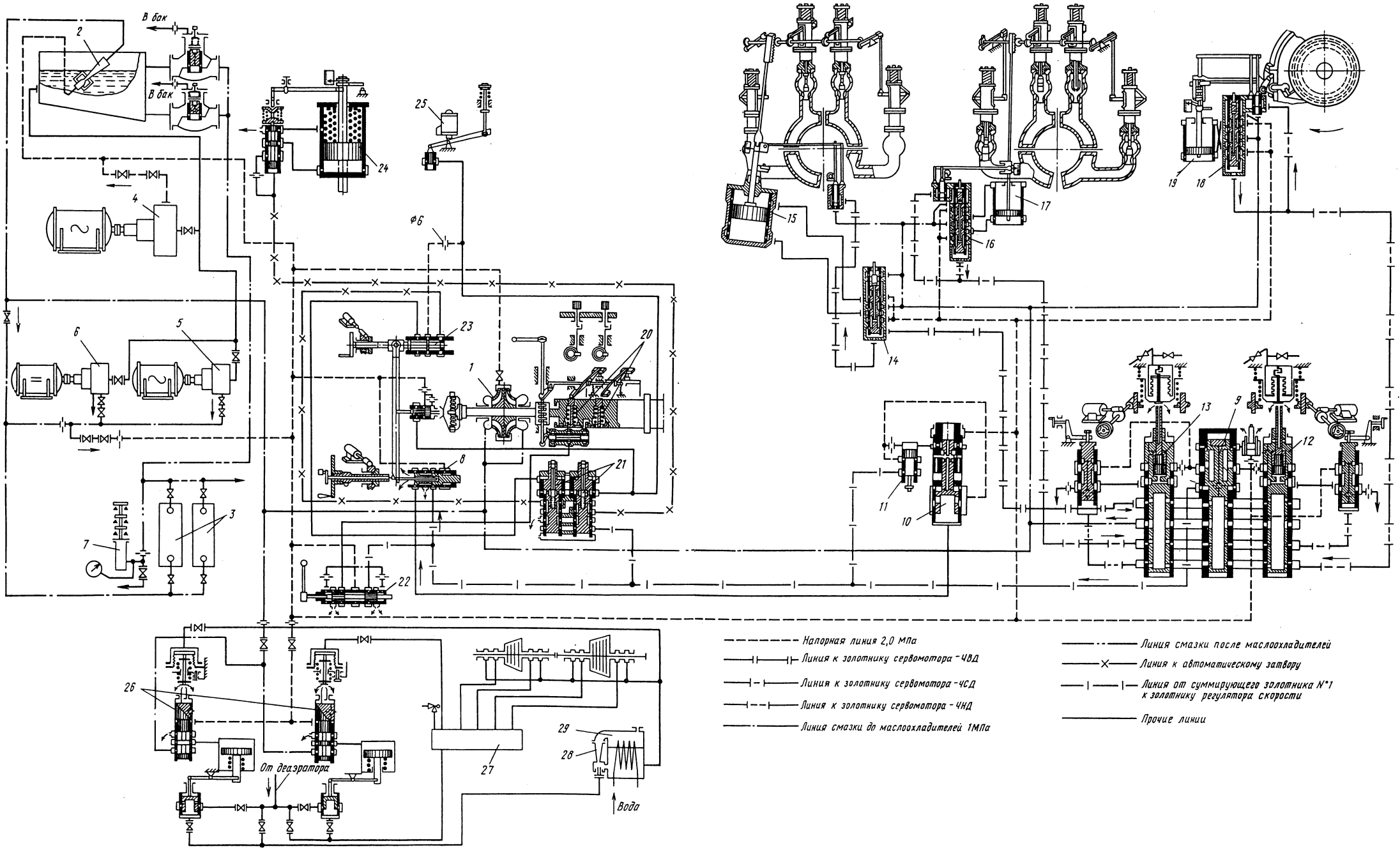


Рис. 10.9. Схема регулирования, защиты и маслоснабжения турбины ПТ-60/75-12,8/1,5 ЛМЗ

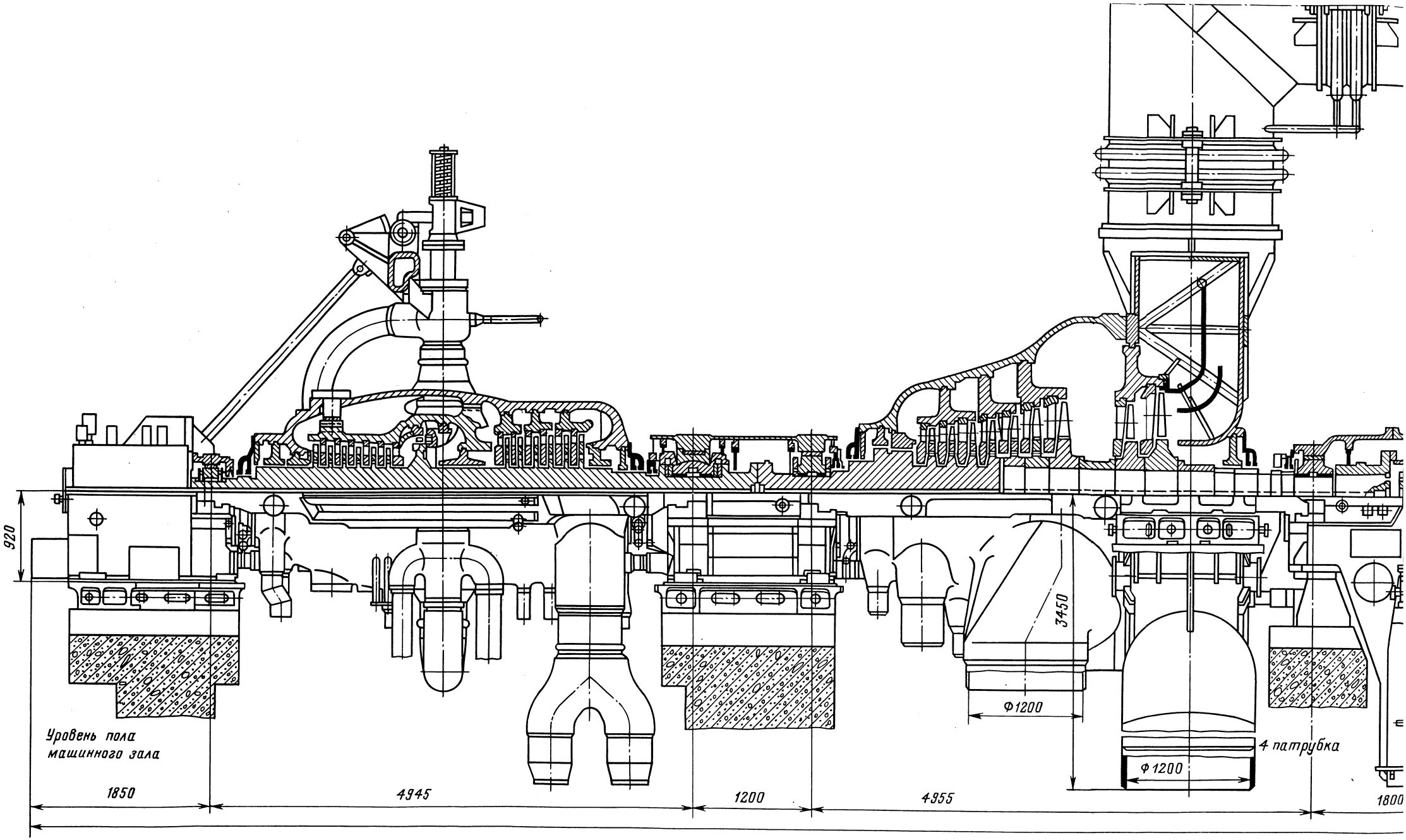
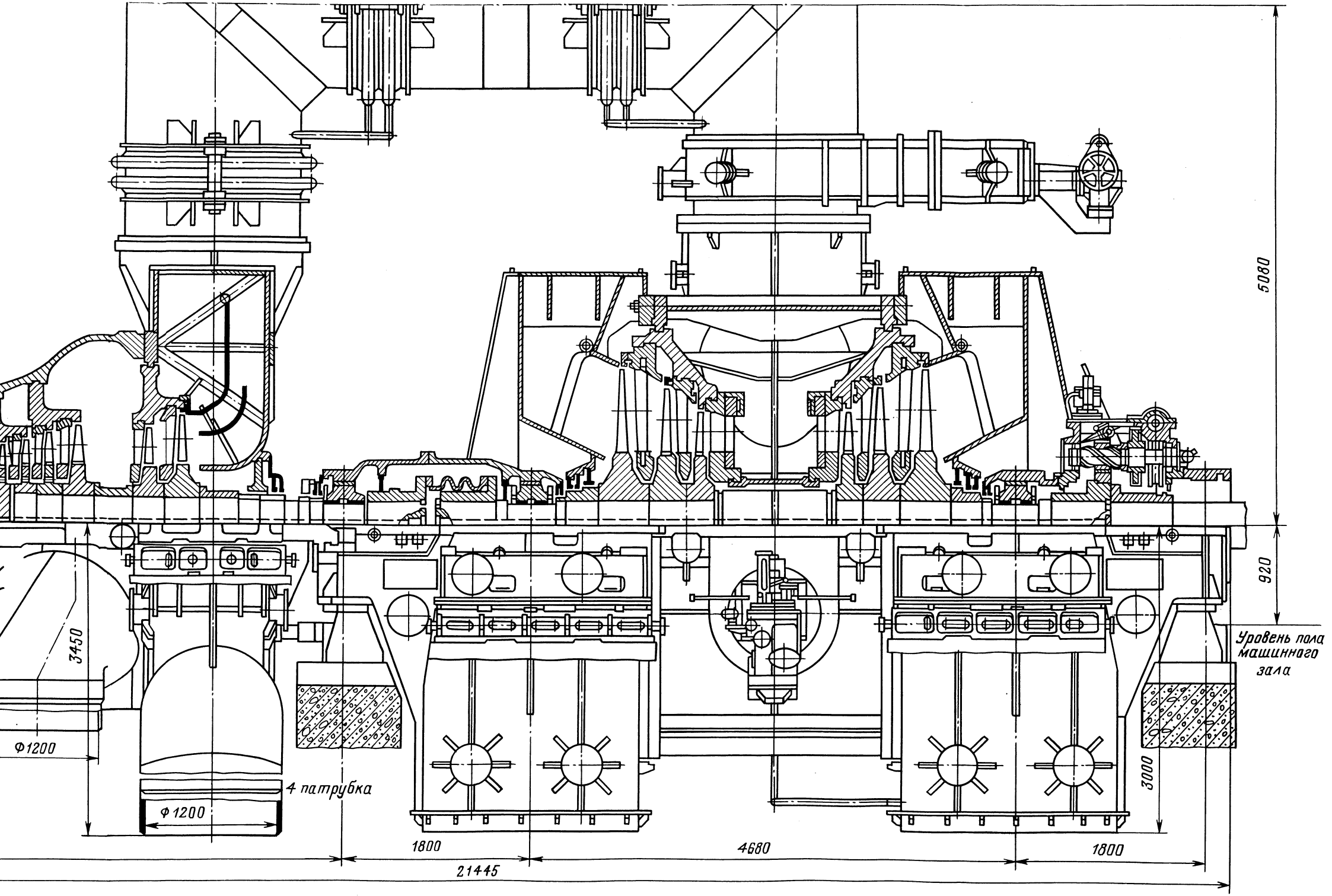


Рис. 9.10. Продольный разрез турбины Т-185/220-12,8-2


5080
920
Уровень пола машинного зала
3450
Ф1200
4 патрубка
Ф1200
3000
1800
4680
1800
21445

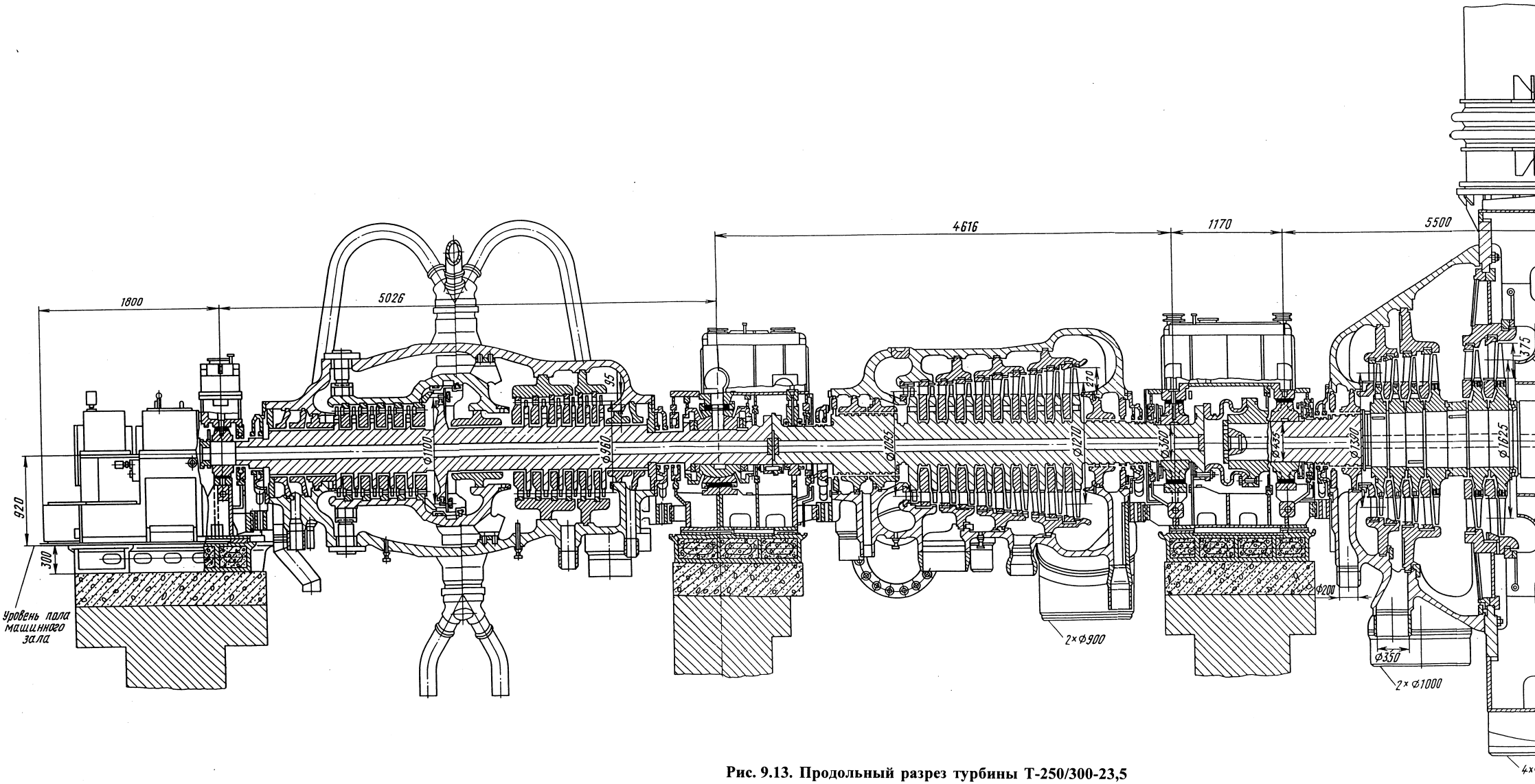
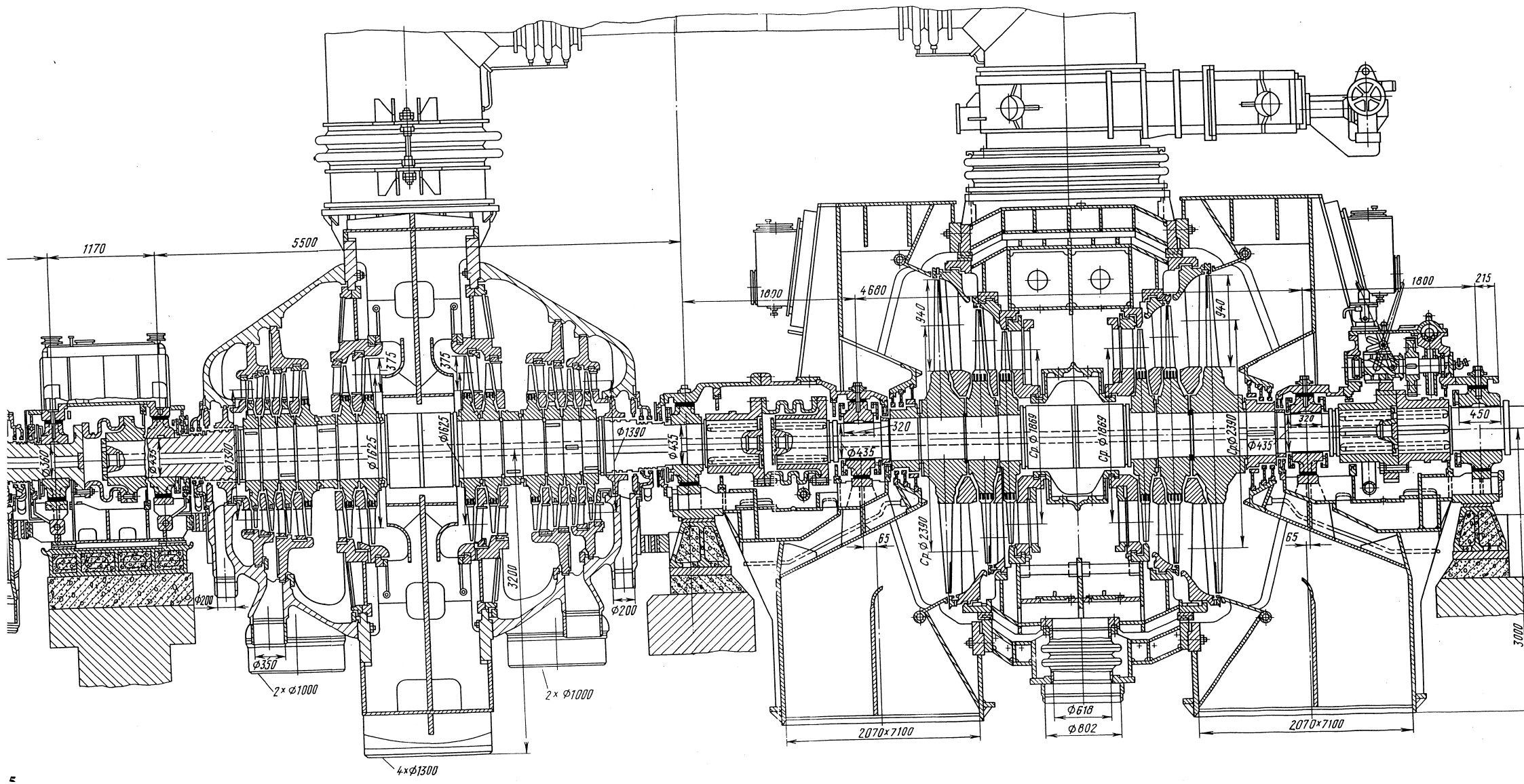


Рис. 9.13. Продольный разрез турбины Т-250/300-23,5


1170
5500
1090
4660
940
940
1800
215
375
375
Φ1625
Φ1625
Φ1390
Φ435
Φ435
320
Φ435
Ср Φ1869
Ср Φ1869
Ср Φ2390
Ср Φ2390
Φ435
320
450
Φ360
Φ435
Φ1300
65
65
Φ200
Φ200
3200
3000
Φ350
2× Φ1000
2× Φ1000
4×Φ1300
Φ618
Φ802
2070×7100
2070×7100