УРАЛЬСКИЙ ТУРБИННЫЙ ЗАВОД

ГАЗПРОМ ЭНЕРГОХОЛДИНГ ИНДУСТРИАЛЬНЫЕ АКТИВЫ

СИЛОВЫЕ МАШИНЫ

ПОЛИТЕХ
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

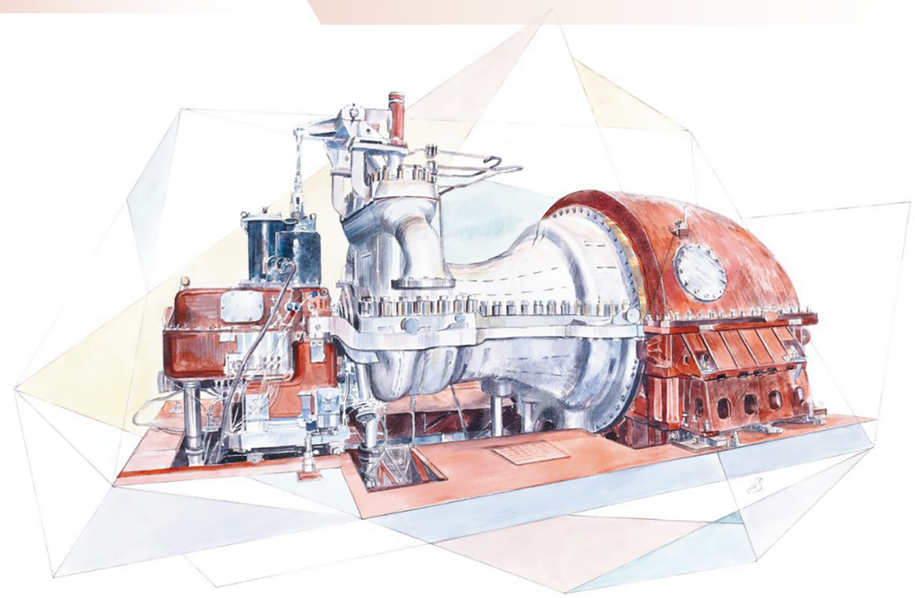
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

Паровые турбины в составе паросиловых и парогазовых установок

ФОРМУЛА ТУРБИН

Алешина А.С., Ивановский А.А., Евдокимов С.Ю., Кляйнрок И.Ю., Култышев А.Ю., Поляева Е.Н., Степанов М.Ю., Шибаев Т.Л.

ФОРМУЛА ТУРБИН



Паровые турбины в составе паросиловых и парогазовых установок

Серия научно-технических изданий «Формула турбин»

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ В СОСТАВЕ ПАРОСИЛОВЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Под общей редакцией д.т.н. А. Ю. Култышева, к.т.н. И. Ю. Кляйнрока

Санкт-Петербург
2024

УДК 621.165.051
ББК 31.363
П18

А. С. Алешина, А. А. Ивановский, С. Ю. Евдокимов, И. Ю. Кляйнрок,
А. Ю. Култышев, Е. Н. Поляева, М. Ю. Степанов, Т. Л. Шибаев

Паровые турбины в составе паросиловых и парогазовых установок : учеб. пособие / А. С. Алешина [и др.] ; под ред. д.т.н. А. Ю. Култышева, к.т.н. И. Ю. Кляйнрока. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2024. – 463 с.

ISBN 978-5-7422-8596-0

Рецензенты:

В. Г. Грибин, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Паровые и газовые турбины» ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»;
В. Е. Михайлов, д.т.н., профессор, генеральный директор ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»)

В учебном пособии представлены обобщенные результаты разработок и основные конструктивные решения, используемые при проектировании паровых турбин, предназначенных для работы в составе паросиловых и парогазовых установок, ведущих отечественных и зарубежных энергомашиностроительных предприятий.

Для специалистов, занимающихся проектированием, изготовлением, монтажом, испытаниями, наладкой и эксплуатацией паровых турбин при переподготовке и повышении квалификации, а также для студентов и аспирантов, обучающихся по энергомашиностроительным и теплоэнергетическим специальностям.

Издание посвящается памяти
главного конструктора – технического директора
Уральского турбинного завода
Тараса Леонидовича Шибаева

ISBN 978-5-7422-8596-0

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2024

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ **8**

ВВЕДЕНИЕ **11**

ГЛАВА 1 ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ **16**

1.1 Паротурбинные установки в составе паросиловых энергоблоков 16

1.1.1 Общие сведения 16
1.1.2 Основные типы паротурбинных установок 18
1.1.3 Паротурбинные установки с приключенными паровыми турбинами 20

1.2 Паротурбинные установки в составе парогазовых энергоблоков 21

1.2.1 Общие сведения 21
1.2.2 Парогазовые установки с котлом-утилизатором 22
1.2.3 Модернизация действующих ТЭС путем перевода ПТУ в ПГУ 25

1.3. Паротурбинные установки с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии 31

1.3.1 Общие сведения 31
1.3.2 Виды тепловой нагрузки ТЭЦ 32
1.3.3 Системы теплоснабжения 32
1.3.4 Отопительная нагрузка ТЭЦ 33
1.3.5 Электрическая мощность теплофикационных турбин 35
1.3.6 Режимы работы теплофикационных турбин 36
1.3.7 Тепловая нагрузка турбин 37
1.3.8 Ступенчатый подогрев сетевой воды 38
1.3.9 Показатели тепловой экономичности 39
1.3.10 Диаграммы режимов работы турбины 42

Контрольные вопросы к главе 1 45

ГЛАВА 2 КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ТУРБОУСТАНОВОК **46**

2.1 Цилиндры 46
2.2 Сопловые и направляющие аппараты, диафрагмы, обоймы диафрагм и концевых уплотнений 58
2.3 Уплотнения 74
2.4 Роторы 86
2.5 Рабочие лопатки. Облопачивание ротора 90
2.6 Подшипники 104
2.7 Валоповоротные устройства 113
2.8 Парораспределение. Стопорные и регулирующие клапаны 117

2.9 Установка турбин на фундаментных рамах. Обшивка. Приспособления ... 137

Контрольные вопросы к главе 2 ... 148

ГЛАВА 3 СИСТЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ... 149

3.1 Общие сведения ... 149
3.2 Система маслоснабжения турбины Т-295/335-23,5 ... 153

Контрольные вопросы к главе 3 ... 159

ГЛАВА 4 СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ... 160

4.1 Общие сведения ... 160
4.2 Конструкция основных элементов электрогидравлической системы регулирования ... 162
4.3 Задачи системы регулирования защиты. Виды защит ... 164
4.4 Микропроцессорные электрогидравлические системы регулирования и защиты ... 171

4.4.1 Основные схемные и конструктивные решения серийных ЭГСРиЗ ... 172
4.4.2 Функции ЭГСРиЗ ... 174
4.4.3 Элементы ЭГСРиЗ турбин УТЗ ... 175

Контрольные вопросы к главе 4 ... 181

ГЛАВА 5 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ... 182

5.1 Общие сведения ... 182
5.2 Конденсаторы ... 193
5.3 Охладители воздушных насосов (пароструйных эжекторов) ... 206
5.4 Аппараты системы регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды ... 217
5.5 Деаэрационная установка ... 231
5.6 Подогреватели сетевой воды ... 238
5.7 Маслоохладители ... 244

Контрольные вопросы к главе 5 ... 250

ГЛАВА 6 ТРУБОПРОВОДЫ И СПЕЦИАЛЬНАЯ АРМАТУРА ... 251

6.1 Общие сведения ... 251
6.2 Трубопроводы пара, горячей воды, воздуха ... 256
6.3 Маслопроводы ... 262
6.4 Предохранительные клапаны ... 262
6.5 Обратные клапаны ... 265

Контрольные вопросы к главе 6 ... 271

ГЛАВА 7 ОСНОВНЫЕ КОМПОНОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ 272

7.1 Общие сведения 272

7.2 Схемно-компоновочные решения ПТУ 280

7.2.1 Система подвода свежего пара к турбине 286
7.2.2 Тракт основного конденсата 287
7.2.3 Система регенеративных отборов 291
7.2.4 Эжекторная установка 295
7.2.5 Сетевая установка 300
7.2.6 Тракт питательной воды 303
7.2.7 Система паровых уплотнений 305

7.3 Строительная часть 306

7.3.1 Фундамент турбоагрегата 306
7.3.2 Площадка обслуживания 315

7.4 Особенности компоновочно-строительных решений при реконструкции или модернизации ТЭС 316

Контрольные вопросы к главе 7 321

ГЛАВА 8 ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ УРАЛЬСКОГО ТУРБИННОГО ЗАВОДА 322

8.1 Семейство паровых турбин типа Т-63-8,8: Т-63/76-8,8, КТ-63-7,7, Т-40/50-8,8, К-60-12,8 и К-65-12,8 322

8.2 Семейство паровых турбин типа Тп-35-8,8: Тп-35/40-8,8, Т-50/60-8,8 и К-63-8,8 326

8.3 Семейство паровых турбин типа Т-120-130: ПТ-60-8,9/1,9, Т-120/130-130-8МО, Т-95/105-8,8, ПТ-65/75-12,8, Т-125/150-12,8 328

8.4 Семейство одноцилиндровых паровых турбин с осевым выхлопным патрубком: Кп-77-6,8, К-85-8,0, Кп-50-6,8 337

8.5 Паровая турбины ПТ-150/160-12,8 340

8.6 Паровая турбина Т-295/335-23,5 344

8.7 Приключенные паровые турбины 348

8.7.1 Паровая турбина К-17-0,16 348
8.7.2 Паровая турбина К-110-1,6 350
8.7.3 Паровая турбина Т-35/55-1,6 351

8.8. Паровые турбины для парогазовых установок 353

8.8.1 Паровая турбина Тп-35/40-8,8 353
8.8.2 Паровая турбина Т-40/50-8,8 355
8.8.3 Паровая турбина Т-53/67-8,0 359
8.8.4 Паровая турбина Т-63/76-8,8 и КТ-63-7,7 365
8.8.5 Паровая турбина Т-113/145-12,4 372

Контрольные вопросы к главе 8 378

ГЛАВА 9 ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА 379

9.1. Общие сведения 379
9.2 Конденсационные паровые турбины 380
9.2.1 Паровая турбина К-40-62 380
9.2.2 Паровая турбина К-55-6,8 (с осевым выхлопным патрубком) 383
9.2.3 Паровая турбина К-55-8,8 385
9.2.4 Паровая турбина К-100-90 386
9.2.5 Паровая турбина К-110-140 387
9.2.6 Паровая турбина К-165-130 390
9.2.7 Семейство паровых турбин типа К-215-130-1(2), К-210-130-8, К-200-181 391
9.2.8 Паровая турбина типа К-225-12,8 394
9.2.9 Паровая турбина К-255-162 396
9.2.10 Семейство паровых турбин типа К-330-240, К-300-170, ТК-330-240 397
9.2.11 Паровая турбина К-300-170-1Р 400
9.2.12 Паровые турбины типа К-500-240, К-500-166-1(2) 401
9.2.13 Паровая турбина К-660-247 403
9.2.14 Паровые турбины типа К-800-240, К-1200-240 406
9.3 Паровые турбины с противодавлением, теплофикационным и (или) производственным отбором 408
9.3.1 Семейство паровых турбин типа Т-25-3,4, Т-30-2,9, П-30,2,9 408
9.3.2 Семейство паровых турбины типа Р-25-8,8-1(2), Р-50-90(130), Р-85-8,8 410
9.3.3 Паровая турбина типа ПР-30-2,9 (ПТР-30-2,9) 412
9.3.4 Паровая турбина типа ПР-80-130 (ПТР-80-130) 413
9.3.5 Паровые турбины типа КТ-115-8,8; КТ-120-12,8 416
9.4 Паровые турбины для парогазовых установок 418
9.4.1 Паровая турбина К-80-7,0 418
9.4.2 Паровая турбина К-110-6,5 420
9.4.3 Паровая турбина Т-150-7,7 423
9.4.4 Паровая турбина К-130-12,8 426
9.4.5 Паровая турбина К-160-7,5 428
Контрольные вопросы к главе 9 431

ГЛАВА 10 ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ ЗАРУБЕЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА 432

10.1 Паровые турбины фирмы Siemens 432
10.2 Паровые турбины фирмы Mitsubishi Power 439
10.3 Паровые турбины фирмы Ansaldo Energia 442

10.4 Паровые турбины фирмы Doosan Skoda Power 443
10.5 Паровые турбины фирмы General Electric 444

Контрольные вопросы к главе 10 447

ГЛАВА 11 МОДУЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН 448

Контрольные вопросы к главе 11 458

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 459

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

B – количество, экономия топлива, кг у.т., т у.т.;

ε – относительная экономия топлива, теплоты;

N – электрическая мощность отсека, ступеней, цилиндра, турбины, кВт, МВт;

b – удельный расход топлива потока пара, турбины, кг у.т./(кВт·ч);

Q – количество теплоты, тепловая нагрузка, ГДж/ч;

Э – удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж;

G – массовый расход пара через отсек ступеней, цилиндр, турбину, на подогреватель, в конденсатор, кг/ч; т/ч;

h – теплосодержание, теплоперепад, кВт/кг;

q – удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч);

d – удельный расход пара на выработку электрической энергии, кг/(кВт·ч);

p – давление пара перед турбиной, в камере отбора, подогревателе, МПа;

W – расход воды, кг/ч; т/ч;

t – температура пара, воды, конденсата, ^{o}C;

τ – время, с; мин; ч;

r – скрытая теплота фазового перехода (парообразования), кДж/кг;

n – число часов, ч; частота вращения, 1/с;

c – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К);

x – степень сухости пара;

F – площадь, поверхность, м^2;

δt – недогрев воды до температуры насыщения пара, ^{o}C;

α – относительный нагрев, относительная тепловая нагрузка, коэффициент теплофикации;

Δ – разность теплосодержаний, температур, давлений, удельной выработки;

υ – удельный объем пара, м^3/кг;

η – относительный КПД потока, цилиндра, турбины, установки;

КПД – коэффициент полезного действия;

ТЭС – тепловая электрическая станция;

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;

КЭС – конденсационная электростанция;

ВД, СД, НД – высокое, среднее, низкое давление;

ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, среднего, низкого давления;

ЧВД, ЧСД, ЧНД – части высокого, среднего, низкого давления;

РВД, РСД, РНД – роторы высокого, среднего, низкого давления;

СО – ступени среднего отсека;

ПО – ступени промежуточного отсека;

ПС – подогреватель сальниковый;

ЭУ – эжектор уплотнений;

ЭО – эжектор основной;

ПВД, ПНД – регенеративные подогреватели высокого и низкого давления;

ПСГ – подогреватель сетевой воды горизонтального типа;
РОУ – редукционно-охладительная установка;
БРОУ – быстродействующая РОУ;
ПСБУ – пуско-сбросное быстродействующее устройство;
БОУ – блочная обессоливающая установка;
КСН – коллектор собственных нужд;
САРиЗ – система автоматического регулирования и защиты;
ЭГСРиЗ – электрогидравлическая система регулирования и защиты;
ГСАР – гидравлическая система автоматического регулирования;
ГЧСР – гидравлическая часть системы регулирования;
ЭЧСР – электрическая часть системы регулирования;
МУТ – механизм управления турбиной;
ТРМ – турбинный регулятор мощности;
РТО – регулятор теплофикационного (отопительного) отбора;
РТПВ – регулятор температуры подпиточной воды;
ГСЗО – гидравлическая система защиты отбора;
БПР – блок предохранительных регуляторов;
ЗАБ – золотники автомата безопасности;
БЗРК – блок защитно-регулирующих клапанов;
БСРК – блок стопорного и регулирующих клапанов;
КОС – клапан обратный соленоидный;
ГВС – горячее водоснабжение;
ПВС – паровоздушная смесь;
ПТУ – паротурбинная установка;
ГПЗ – главная паровая задвижка;
ПТЭ – правила технической эксплуатации;
УТЗ – Уральский турбинный завод;
ЛМЗ – Ленинградский металлический завод;
КУ – котел-утилизатор;
КС – конденсатосборник;
ОК – обратный клапан;
ГТУ – газотурбинная установка;
ПГУ – парогазовая установка;
КН – конденсатный насос;
ГПК – газовый подогреватель котла;
НПГ – низконапорный парогенератор;
УЗК – ультразвуковой контроль;
ОРР – относительное расширение ротора;
РВД – ротор высокого давления;
РНД – ротор низкого давления;
ГМН – главный масляный насос;
САР – система автоматического регулирования;
ЗАБ – золотник автомата безопасности;
ЭГП – электрогидравлический преобразователь;
СМР – строительно-монтажные работы;
ГПЗ – главная паровая задвижка;

ПВС – паровоздушная смесь;
ВПУ – валоповоротное устройство;
КПУ – конденсатор пара уплотнений.

ИНДЕКСЫ
пр – прямая сетевая вода;
об – обратная сетевая вода;
т – теплофикационный, тепловой;
н – состояние насыщения;
от – отопительный;
о – парциальный;
гм – генератора и механический;
и – излучение;
п – производственный;
Б – бойлер;
min – минимальный;
max – максимальный;
z – количество;
oi – внутренний относительный;
одн – одноступенчатый;
к – конденсатор, конденсационный;
сум – суммарный;
i – внутренний, использованный;
e – электрический;
цн – циркуляционный насос;
сн – сетевой насос, собственные нужды;
ох. в. – охлаждающая вода;
отр – отработавший;
нв – наружный воздух;
в – внутренний;
вх – вход;
вых – выход;
тп – тепловой поток, турбопривод;
пв – питательная вода;
1 – первый, одноступенчатый;
2 – второй, двухступенчатый;
3 – третий, трехступенчатый;
I – степенное обозначение параметров при одноступенчатом подогреве сетевой воды;
II – степенное обозначение параметров при двухступенчатом подогреве сетевой воды;
III – степенное обозначение параметров при трехступенчатом подогреве сетевой воды.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие отечественного турбостроения

Паровые турбины в России впервые начали выпускать в 1907 г. на Металлическом заводе в городе Санкт-Петербурге – (ныне Ленинградский металлический завод (ЛМЗ), входящий в Группу компаний «Силовые машины»). В период с 1907 по 1913 ЛМЗ изготовил 26 паровых турбин, как энергетических, так и судовых. Наибольшая мощность одного агрегата не превышала 1250 кВт. Первые турбины выпускались по проектам французской фирмы RATO, после чего был налажен выпуск турбин немецкой фирмы AEG. Уже на первой изготовленной турбине ЛМЗ были проведены многочисленные опыты и исследования – испытания рабочих колес на прочность, определение коэффициента трения пара на лопатках, изучение особенностей заделки рабочих лопаток в ободе и др. С 1910 г. завод начал выпускать турбины собственной конструкции, в которых слабые штампованные диски зарубежных турбин были заменены коваными, вместо крепления лопаток заклепками были применены Т-образные хвостовики, передний подшипник отделен от цилиндра. Все это намного увеличило надежность работы турбин.

В 1924 г. ЛМЗ выпустил первую паровую турбину мощностью 2 МВт. С 1930 г. ЛМЗ начал изготавливать турбины мощностью 24 и 50 МВт. В 1933 г. ЛМЗ выпустил оригинальную турбину с промежуточным отбором пара для отопления мощностью 25 МВт, а в 1937 г. изготовил конденсационные турбины с частотой вращения 50 1/с мощностью 50 и 100 МВт. Столь мощные быстроходные турбины до этого не встречались в практике мирового турбостроения.

Развитие советской энергетики потребовало расширения турбостроительной промышленности. В стране была организована мощная база для изготовления паровых турбин, построены новые заводы.

В 1934 г. было завершено строительство еще одного крупного, наряду с ЛМЗ, энергомашиностроительного завода в городе Харькове (ХТЗ – ныне АО «Турбоатом»), который до войны выпускал тихоходные, на 25 1/с, турбины мощностью 50 и 100 МВт.

Паровые турбины небольшой мощности, как правило приводные, выпускались с 1931 г. Кировским заводом (г. Санкт-Петербург), а с 1937 г. – Невским заводом им. В. И. Ленина (г. Санкт-Петербург). Строительство Калужского турбинного завода для обеспечения потребности в турбинах малой и средней мощности началось в 1939 году и завершилось в 1946 году.

Перед самой войной в 1938 г. в Свердловске (ныне Екатеринбург) был построен новый турбогенераторный завод «Турбоэльмаш». Проектом для завода предусматривался выпуск турбин для судов и в дальнейшем выпуск турбин для электростанций. Но в 1938 г. поступил заказ на освоение производства теплофикационной турбины ОКО-120 по лицензии фирмы «Метрополитен-Виккерс». Турбина, выполненная по измененным чертежам, имела мощность 12 МВт и получила обозначение АТ-12-1. 16 мая 1941 г. турбина прошла испытания на заводском стенде и была отправлена на ТЭЦ в Ижевск, где проработала 40 лет.

Во время Великой Отечественной войны изготовление турбин на ЛМЗ и ХТЗ было почти полностью прекращено. Одновременно с этим в Свердловске на

территорию, прилегающую к турбогенераторному заводу, были эвакуированы дизельный отдел Кировского завода г. Ленинграда и турбогенераторный завод из Харькова, впоследствии влившиеся в состав турбинного завода. Образовался турбомоторный завод (ТМЗ) – теперь Уральский турбинный завод (УТЗ).

Основное внимание УТЗ в годы войны было направлено на изготовление танковых двигателей внутреннего сгорания. Турбинные цеха завода в основном изготавливали запасные части к паровым турбинам, как работающим на электрических станциях Урала и Сибири, так и разрушенным на западе страны, ремонтировали и монтировали отдельные узлы турбин.

В послевоенные годы ЛМЗ выпускал паровые турбины мощностью от 50 до 200 МВт. Новый этап развития турбостроения характеризуется выпуском турбин на сверхкритические параметры пара. Это в первую очередь турбины ХТЗ и ЛМЗ мощностью 300 МВт, которые были созданы в 1960 г. и рассчитаны на начальные параметры пара 23,5 МПа и 560 °С с промежуточным перегревом до 565 °С.

В 1965 г. выпущены турбины на сверхкритические параметры пара – двухвальный агрегат ЛМЗ мощностью 800 МВт и одновальная турбина ХТЗ мощностью 500 МВт; с 1969 г. ЛМЗ серийно производит одновальные агрегаты 800 МВт, а с 1980 г. – мощностью 500 МВт на параметры пара 23,5 МПа, 540 °С с промежуточным перегревом до той же температуры. Кроме того, ЛМЗ изготавливает на экспорт одновальные агрегаты 500 МВт на начальные параметры пара 16,3 МПа и 535 °С с промежуточным перегревом до 535 °С.

С 1982 г. на Костромской ГРЭС эксплуатируется одновальная турбина ЛМЗ номинальной мощностью 1200 МВт при параметрах свежего пара 23,5 МПа, 540 °С с промежуточным перегревом до 540 °С; аналогичных по мощности одновальных быстроходных агрегатов, даже на более низкие параметры пара, до сих пор нет нигде в мире.

В свою очередь, УТЗ ориентировался на разработку теплофикационных агрегатов разного назначения. Здесь и крупные турбины с противодавлением (до 100 МВт), предназначенные для химической промышленности, турбины с отопительным отбором пара мощностью 50, 100 и 185 МВт, турбины с двумя регулируемыми отборами пара – производственным и отопительным при номинальной мощности, равной 135 МВт. Большим достижением отечественного турбостроения стала изготовленная заводом в 1970 г. теплофикационная турбина Т-250/300-23,5, в течение длительного времени остававшаяся самой мощной в мире и единственной, работающей на сверхкритических параметрах пара. Максимальная мощность этой турбины составляет 300 МВт, т. е. турбина предназначена для работы в энергоблоке с котлами и электрогенераторами такого же типа, как и серийные конденсационные турбины К-300-23,5 ХТЗ и ЛМЗ. На УТЗ разработана теплофикационная турбина номинальной мощностью 450 МВт и максимальной – 500 МВт.

В России и странах СНГ примерно половина установленной мощности теплофикационных турбин приходится на турбины УТЗ. В Москву было отгружено 62 турбины уральского производства, из них 19 турбин Т-250 и 39 турбин Т-110, которые полностью покрывают потребность столицы в тепле и электроэнергии.

Развитие атомной энергетики потребовало разработки и производства турбин специальных типов.

Основным производителем турбин для атомной энергетики являлся ХТЗ. Начав с турбин относительно небольшой мощности 70 и 220 МВт (соответственно на 2,8 и 4,4 МПа), работающих на практически насыщенном паре, ХТЗ изготовил для Нововоронежской АЭС две турбины мощностью 500 МВт при давлении свежего пара 5,9 МПа.

В настоящее время ХТЗ изготавливает несколько модификаций тихоходных турбин на 1500 об/мин мощностью 1000 МВт. Эти модификации отличаются разной тепловой нагрузкой, получаемой из так называемых отборов нерегулируемого давления, а также некоторыми конструктивными изменениями. Все упомянутые выше паровые турбины ХТЗ для АЭС предназначены для работы в энергоблоках с реакторами типа ВВЭР.

Кроме того, ХТЗ имеет опыт разработки турбин насыщенного пара мощностью 500 и 750 МВт на давление 6,4 МПа для работы в энергоблоках одноконтурных схем с реактором РБМК.

После распада СССР к созданию турбин для электростанций, работающих на ядерном топливе, подключились другие турбинные заводы. На ЛМЗ созданы и работают на нескольких энергоблоках АЭС с реакторами ВВЭР быстроходные турбины насыщенного пара на 5,9 МПа мощностью 1000 МВт. Кроме того, на ЛМЗ разработана турбина мощностью 800 МВт для работы в энергоблоке с реактором БНР-800.

Более подробно основные этапы развития зарубежного и отечественного турбостроения представлены в [1].

Классификация паровых турбин

Различают два типа паровых турбин: теплофикационные и конденсационные.

Теплофикационные паровые турбины используют для обеспечения потребителя паром соответствующих параметров и выполняются с регулируемыми отборами пара или с регулируемым противодавлением, которые, в свою очередь, делят на два вида регулируемых отборов пара: производственный и отопительный, используемые соответственно для производственных целей и для отопления, вентиляции и ГВС.

Теплофикационные турбины выпускаются следующих типов:

- с одним или двумя производственными отборами пара – «П»;
- с одним или двумя отопительными отборами пара – «Т»;
- с производственным и одним или двумя отопительными отборами пара – «ПТ»;
- с противодавлением – «Р»;
- с производственным отбором пара и использованием пара противодавления как на технологические нужды, так и на отопление – «ПР»;
- с производственным отбором пара и использованием пара противодавления на отопление – «ПТР»;
- с противодавлением и отопительным отбором пара – «ТР»;
- с частичной тепловой нагрузкой – «ТК»;
- со значительным пропуском пара в конденсатор на режиме с номинальной тепловой нагрузкой – «ПТК».

Конденсационные паровые турбины выполняются либо без производственных и отопительных отборов пара типа «К», либо с такими отборами пара незначительных расходов – «КТ», «КП», «КПТ». Причем принято в таком случае вторые и третьи буквы в буквенном обозначении типа турбин с регулируемыми отборами пара устанавливать заглавными (прописными), например, «КТ», а турбин с нерегулируемыми отборами – строчными, например, «Кт». Аналогично поступают с обозначением типов и теплофикационных турбин, например, «ПТ» или «Тп».

Проектирование теплофикационных турбин имеет свои особенности, обусловленные, прежде всего, наличием регулируемых отборов пара: реализация конструкции турбин, усложненной дополнительными выводами из цилиндра больших объемных расходов пара и размещением регулирующих органов отбора; создание комплектующего оборудования – сетевых подогревателей, обратных и предохранительных клапанов большой пропускной способности и т. п.; размещение многочисленного дополнительного оборудования и трубопроводов отборов пара в машинном зале ограниченных размеров; обеспечение надежности и устойчивой экономичности лопаточного аппарата и турбоагрегата в целом в характерном для теплофикационных турбин широком диапазоне возможных режимов работы и т. д.

Переменный режим работы отдельных ступеней турбины приводит к дополнительным нагрузкам предотборных ступеней и упорного (опорно-упорного) подшипника. Это необходимо учитывать при определении прочности лопаточного аппарата, в том числе – ступеней среднего отсека (СО), промежуточного отсека (ПО) и ЧНД, и при расчете упорного подшипника. С увеличением единичной мощности и совершенствованием эффективности использования отборов возрастает влияние специфических особенностей теплофикационных турбин на конструкцию турбоагрегата.

Паровые теплофикационные турбины по конструктивным особенностям и возможным режимам работы могут быть разделены на две группы:

1) турбины с конденсационной установкой и регулируемыми отборами пара – типов «Т», «П», «ПТ», «ТК», «ПТК», «КП», «КПТ»;

2) турбины с противодавлением, в том числе с регулируемыми отборами пара – «Р», «ПР», «ТР», «ПТР».

Для турбин с конденсационной установкой и регулируемыми отборами пара характерны независимое задание тепловой и электрической нагрузок, а также наличие потерь теплоты с паром, поступающим в конденсатор.

Для турбин с противодавлением характерны зависимость электрической мощности от тепловой нагрузки и практически полное (за исключением потерь механических, в генераторе и на излучение) использование теплоты пара, подведенного к турбине.

Полное обозначение теплофикационной турбины в соответствии с ГОСТ 3618-82 [28] и ГОСТ 23269-78 [29] включает:

- буквенный символ, указывающий на наличие и вид регулируемого отбора или/и на противодавление, – «Т», «П», «ПТ», «Р», «ПР», «ПТР», «ТР», «ТК», «ПТК»;

- числовые значения номинальной и максимальной мощностей для рассматриваемого типоразмера, МВт; фактические номинальная и максимальная мощности могут быть большими, чем приведенные в обозначении, и указываются в технической документации;

- числовые значения номинальных давлений свежего пара, регулируемого производственного отбора и противодавления, кг/см^2 или МПа;

- порядковый номер модификации, если это второй или последующий номера и модификация отличается от предыдущей существенным изменением технических характеристик (номинальной мощностью, тепловой нагрузкой, качеством регулирования и т. п.).

Следует отметить, что обозначения некоторых типов турбин с регулируемыми отборами пара более ранних выпусков не включают максимальную мощность и номер модификации. Применяются также сокращенные обозначения теплофикационных турбин, содержащие только буквенный символ и численные значения номинальной мощности и давления свежего пара.

ГЛАВА 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

1.1. Паротурбинные установки в составе паросиловых энергоблоков

1.1.1. Общие сведения

Паротурбинная установка (ПТУ) – это тепловой двигатель, работающий на воде и водяном паре (рис. 1.1).

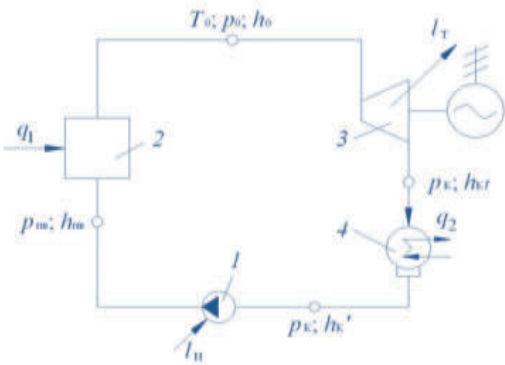


Рис. 1.1. Схема простейшей ПТУ

Термодинамическим циклом теплового двигателя называют круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу.

Наиболее совершенным в термодинамическом отношении является тепловой цикл Карно. В *TS*-диаграмме цикл Карно имеет вид, показанный на рис. 1.2.

Такой цикл будет иметь 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 столь значительна, что на практике цикл Карно для воды и водяного пара не используется, а применяется цикл, исследованный шотландским инженером Ренкиным и носящим его имя.

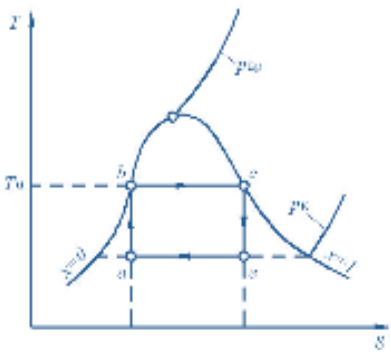


Рис. 1.2. Термодинамический цикл Карно паротурбинных установок

Цикл Ренкина для турбоустановок ТЭС, использующих перегретый пар, при идеальных паровой турбине и насосе показан на рис. 1.3.

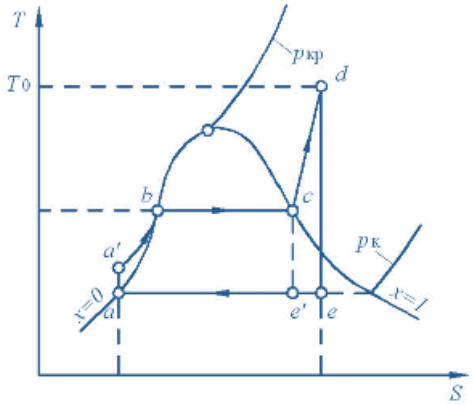


Рис. 1.3. Термодинамический цикл Ренкина паротурбинных установок для ТЭС с перегревом пара

Питательный насос *1* (см. рис. 1.1) повышает давление воды до давления $p_{пв}$ и подает в котел. Процесс изоэнтропийного сжатия воды насосом изображен в *TS*-диаграмме (рис. 1.3) линией *aa'*. Изобарийный процесс подвода теплоты q_1 в котле *2* изображен линиями *a'bcd*, где *a'b* – нагрев воды при постоянном давлении до температуры кипения, *bc* – испарение и *cd* – перегрев до температуры T_0. Пар, вышедший из котла *2*, с энтальпией h_0 направляется в турбину *3* и, расширяясь в ней, совершает работу. Изоэнтропийный процесс расширения для идеальной турбины без потерь и теплообмена с внешней средой изображен линией *de*. Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор *4*.

Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{H_0}{q_1},$$

где H_0 – располагаемый теплоперепад турбины, $H_0 = h_0 - h_{кt}$; а $h_{кt}$ – конечная энтальпия пара за турбиной при изоэнтропийном расширении.

Относительным внутренним КПД принято называть отношение

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0},$$

где H_i – использованный теплоперепад турбины, $H_i = i_0 - i_к$; а $i_к$ – энтальпия, которая больше $i_{кt}$ за счет отклонения процесса расширения пара в турбине вправо от изоэнтропы.

Отношение

$$\eta_i = \frac{H_i}{q_1}$$

называется абсолютным внутренним КПД, который характеризует эффективность превращения тепла в работу во всей турбоустановке.

Из последних двух соотношений следует, что

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}.$$

Электрический КПД турбоагрегата можно определить, как произведение

$$\eta_э = \eta_t \eta_{oi} \eta_{эг} \eta_м,$$

где $\eta_{эг}$ – КПД электрического генератора, учитывающий потери в обмотках электрогенератора; $\eta_м$ – механический КПД турбоагрегата, учитывающий потери мощности на преодоление сил трения в подшипниках турбины и электрогенератора.

Механический КПД и КПД электрического генератора достаточно велики и составляют 0,96-0,99. Поэтому электрический КПД $\eta_э$ в основном определяется термическим КПД η_t и относительным внутренним КПД η_{oi}.

Эффективный КПД ПТУ достигает 42 %, ГТУ – приближается к 35 %, комбинированных парогазовых установок (ПГУ) – до 42-65 %.

1.1.2. Основные типы паротурбинных установок

Тепловая схема ПТУ (или схема трубопроводов ПТУ) является частью тепловой схемы ТЭС. В тепловую схему ПТУ входит тепломеханическое оборудование, работа которого определенным образом взаимосвязана с работой собственно турбины и элементов оборудования между собой. В тепловую схему также входят коммуникации (трубопроводы пара, воды, воздуха, ПВС), связывающие элементы оборудования турбоустановки.

Тепловая схема ПТУ может быть представлена в полном или принципиальном видах, причем в последнем случае показываются лишь основное оборудование и основные коммуникации. Такая схема отражает лишь основополагающие решения. И принципиальные, и полные тепловые схемы ПТУ разрабатываются турбинным заводом, хотя далеко не все оборудование, входящее в состав ПТУ, им изготавливается. Так, значительная часть теплообменных аппаратов системы регенерации (ПНД, ПВД), насосное оборудование, трубопроводы и арматура чаще всего изготавливаются специализированными предприятиями.

Решения по выбору оборудования тепловой схемы ПТУ, в том числе и того, которое не изготавливается турбинным заводом, принимает завод, и ответственность за надежную и экономичную работу всего оборудования ПТУ также лежит на турбинном заводе.

Кроме тепловой схемы, имеются схемы отдельных систем: регулирования, КИПиА, маслоснабжения и ряд других схем, также отражающих состав и работу оборудования турбоустановки.

По связи с котельным оборудованием (главным образом, по свежему пару и питательной воде) различают ПТУ с поперечными связями и работающие в блоке с котлом (котлами). Имеются ТЭС (с двумя и более ПТУ), работающие только с поперечными связями или только в блочном варианте. Существуют ТЭС, где часть ПТУ работает по одному и часть – по другому варианту. На рис. 1.4 показаны принципиальные схемы этих вариантов.

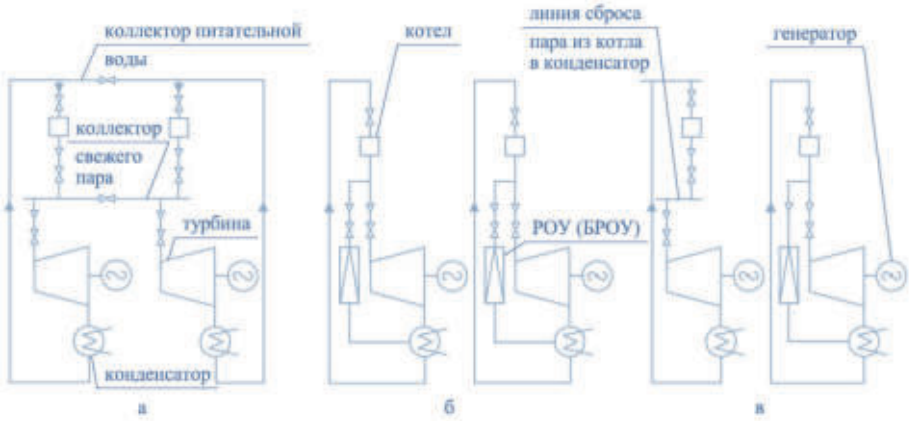


Рис. 1.4. Принципиальные схемы ТЭС в зависимости от связи турбоустановок с котлами: а – ТЭС с поперечными связями; б – блочная ТЭС; в – ТЭС смешанного типа

На ТЭС с поперечными связями имеется общий коллектор свежего пара, куда поступает пар от котлов станции. Из этого коллектора пар распределяется на несколько турбин. Питательная вода, подогретая в системе регенерации каждой из турбин, также поступает в общий (станционный) коллектор питательной воды, после чего распределяется по котлам. На таких станциях при наличии резервного котельного оборудования в случае необходимости вывода, например, на время ремонта, одного из работающих котлов можно включить резервный, при этом все турбины продолжают находиться в работе без снижения нагрузки на них.

При отсутствии котельного резерва и при необходимости вывода из работы одного из котлов можно ограничить расход пара на турбины, снизив их нагрузку, не производя отключение. На ТЭС с поперечными связями работают в основном турбины сравнительно небольшой единичной мощности. Так, турбины УТЗ мощностью до 50 МВт работают на ТЭЦ только с поперечными связями.

С переходом на производство теплофикационных турбин с параметрами свежего пара 12,8 МПа и выше, с ростом единичной мощности турбин, с появлением промежуточного перегрева пара стали строиться ТЭС по блочному варианту, что позволило сократить протяженность дорогостоящих высокотемпературных, рассчитанных на высокое давление трубопроводов пара и горячей воды. При этом уменьшилось количество арматуры на высокие параметры, упростилось обслуживание и снизились затраты на ремонт.

Турбины УТЗ мощностью 90 МВт и выше работают как с поперечными связями, так и в блочном варианте. Турбины Т-250/300-240, Т-295/335-23,5, имеющие промежуточный перегрев пара, рассчитаны только для работы в блоках с котлами. Наряду с указанными выше преимуществами блочной схемы имеются и отдельные недостатки такого решения: каждая ПТУ, как правило, должна иметь свои, а не общестанционные дополнительные устройства (расширитель высокого давления блока, устройство для приема пара, сбрасываемого из котла в конденсатор, и др.).

Все тепловые схемы ПТУ УТЗ, работающие в блоке с котлами, предусматривают пуск турбин по однобайпасной пусковой схеме. Элементом такой схемы является линия обвода (байпас) ЦВД турбины с расположенной на этой

линии БРОУ (линия сброса пара из котла в конденсатор – см. рис. 1.4, б и 1.4, в). При пуске пар из котла поступает в устройство для приема пара, расположенное в конденсаторе.

Имеются станции, где нет традиционно четкого разделения по связи между котельным и турбинным оборудованием на блочный вариант или на вариант с поперечными связями. На некоторых станциях при наличии поперечных связей на время пуска производится выделение (секционирование схемы) соответствующего котла и турбины в блок, что позволяет пускать турбину на скользящих параметрах. При этом в тепловой схеме ПТУ отсутствуют специальные пусковые байпасные линии. При необходимости промывки проточной части турбины могут быть использованы режимы пуска на скользящих параметрах, что позволяет также отказаться от специальных промывочных устройств, которые, как правило, используются при варианте с поперечными связями.

1.1.3. Паротурбинные установки с приключенными паровыми турбинами

Для обеспечения потребителей технологическим паром на некоторых ТЭЦ установлены турбины типа «Р» с противодавлением или типа «ПР» с производственным отбором пара и противодавлением для нужд теплофикации. В условиях спада производства некоторые турбины типа «Р» или остановлены, или работают с ограниченным расходом свежего пара, а турбины типа «ПР» из-за отсутствия потребителей технологического пара в летний период вообще не работают. Это приводит в некоторых регионах к дефициту электроэнергии.

Одним из путей решения указанной проблемы является установка турбин «мятого» пара – так называемых приключенных турбин, работающих на отработавшем паре турбин типа «Р» и «ПР», что позволяет значительно увеличить выработку электроэнергии на ТЭЦ.

При реконструкции действующих ТЭС в качестве приключенных часто используются ПТУ УТЗ. Принципиальная тепловая схема такой ПТУ представлена на рис. 1.5.

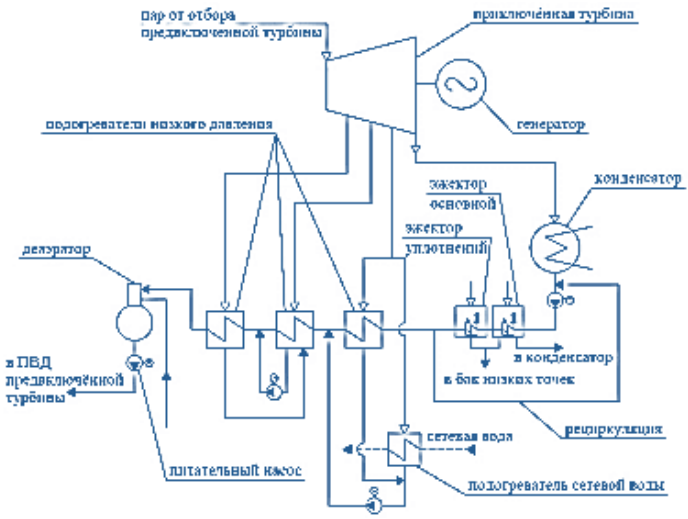


Рис. 1.5. Принципиальная схема ПТУ с приключенной паровой турбиной

ПТУ с приключенной турбиной выполняют своего рода роль ЧСД и (или) ЧНД. В качестве ЧВД служат имеющиеся и неиспользуемые на ТЭС в современных условиях ПТУ с турбинами типа «Р», «ПТ».

Как видно из рис. 1.5, тепловая схема приключенных ПТУ относительно проста. Система регенерации, как правило, является дополнением к системе регенерации имеющейся на ТЭС предвключенной ПТУ.

При отсутствии потребителей пара производственных отборов турбин типа «ПТ» альтернативой установке приключенных турбин, использующих пар таких отборов, может служить решение, по которому невостребованный пар производственного отбора пропускается в конденсатор, тем самым вырабатывая дополнительную электрическую мощность. Однако на ряде ПТУ с турбинами типа «ПТ» производства как УТЗ, так и других турбинных заводов, из-за конструктивных особенностей проточной части турбин, находящейся по ходу пара за точкой производственного отбора, дополнительный пропуск пара в конденсатор осуществить невозможно. В ряде случаев, когда проточная часть турбины изначально или после ее реконструкции позволяет это сделать, ограничивающим фактором для такого решения может являться конденсатор, поверхности теплообмена которого недостаточно для приема и конденсации дополнительного расхода пара.

1.2. Паротурбинные установки в составе парогазовых энергоблоков

1.2.1. Общие сведения

Первые ПГУ на электростанциях начали сооружаться в начале 50-х годов XX столетия в США и Западной Европе. Это были установки небольшой мощности, которые совершенствовались в основном по мере улучшения показателей энергетических газовых турбин. За последние 30 лет ГТУ являются наиболее динамично развивающимся тепловым двигателем. За это время их единичная мощность превысила 200 МВт. КПД при автономной работе повысился с 27 до 37 % (для многовальных ГТУ до 40 %), степень сжатия увеличилась с 7 до 15-17, начальная температура газов достигла 1300-1650 °С.

Прогресс в газотурбостроении привел к существенному совершенствованию ПГУ. Повышалась их термическая эффективность, увеличивалась мощность, улучшались эксплуатационные характеристики. К концу XX столетия КПД лучших ПГУ приблизился к 60 %, а единичная мощность превысила 750 МВт. Доля ПГУ в мировой энергетике постоянно увеличивается. До 50 % мощностей вводимых в эксплуатацию тепловых энергетических установок приходится на ПГУ.

Основные преимущества ПГУ (высокий КПД, умеренная удельная стоимость, хорошие экологические показатели, возможность быстрого поэтапного сооружения) особенно проявляются при доступности и относительно невысокой стоимости природного газа, что характерно для условий России.

Другим важнейшим условием проявления преимуществ ПГУ является возможность достижения высоких начальных температур газа в процессе его работы в ГТУ.

ПГУ характеризуются значительно более высокими показателями, чем современные паротурбинные блоки и даже перспективные ГТУ.

По сравнению с ПТУ в ПГУ достигаются:

- снижение расхода топлива (КПД преобразования энергии топлива при применении ПГУ в зависимости от схемы включения ГТУ в нее может быть повышен существенно – до 10 % и более – по сравнению с КПД ПТУ);
- относительно низкая удельная стоимость;
- быстрый пуск;
- большая мощность с единицы площади, занимаемой установкой;
- повышенная надежность (возможность автономной работы ГТУ и ПТУ при выходе из строя одной из частей в ПГУ некоторых типов);
- высокая маневренность;
- значительно более низкий уровень токсичности отработавших продуктов сгорания, снижение тепловых выбросов.

Поскольку КПД ПГУ выше, чем КПД традиционных ПТУ и ГТУ, то при их применении возрастает выработка энергии на единицу израсходованного топлива и, следовательно, снижается вредное тепловое воздействие на окружающую среду.

В энергетике реализован ряд тепловых схем ПГУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе.

В настоящее время в стационарной и судовой энергетике находят применение такие основные типы ПГУ, работающие по бинарному или монарному циклам:

- с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ);
- сбросного типа – с низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ);
- утилизационного типа с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ);
- с параллельной схемой;
- с развитым подогревом питательной воды за счет теплоты выходных газов ГТУ (ПГУ ПВ);
- со сжиганием твердого топлива в циркуляционном кипящем слое под давлением (ПГУ ЦКСД);
- с внутрицикловой газификацией угля (ПГУ с ВЦГУ);
- с впрыском воды или пара (ПГУ смешения).

Наиболее перспективная и широко распространенная в энергетике парогазовая установка – это ПГУ с КУ, которая отличается простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. Эти ПГУ – единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме отпускают потребителям электроэнергию с КПД 55-65 %.

1.2.2. Парогазовые установки с котлом-утилизатором

Парогазовая установка с КУ – тип ПГУ на сегодняшний день самый используемый и перспективный при новом строительстве во всем мире, который единственный при работе в конденсационном режиме имеет КПД до 65 %.

Издержки на эксплуатацию мощной современной ПГУ с КУ в полтора-два раза ниже по сравнению с издержками на паросиловых установках пылеугольных ТЭС. За счет комплектной модульной поставки энергооборудования (главным образом, элементов ГТУ и КУ) и строительных конструкций высокой готовности сроки строительства ПГУ с КУ короче сроков строительства ТЭС других типов.

По сравнению с традиционными ТЭС одним из немногих недостатков ТЭС,

работающих на базе ПГУ с КУ, является более низкая единичная мощность последних.

На рис. 1.6 изображен термодинамический цикл Брайтона-Ренкина парогазовой установки.

Выходные газы энергетической ГТУ поступают в КУ, где большая часть их теплоты (процесс 4-5), двигаясь навстречу пароводяному рабочему телу, передается ему. Генерируемый в КУ пар направляется в ПТУ, где вырабатывается дополнительное количество электроэнергии. Отработавший в паровой турбине пар конденсируется в конденсаторе ПТУ, конденсат с помощью насоса подается в КУ.

Потеря теплоты с выходными газами ограничивается только площадью 1′-1-5-5′. Для максимальной утилизации теплоты этих газов в КУ поддерживают минимальные значения температурных напоров Θ_1 и Θ_2.

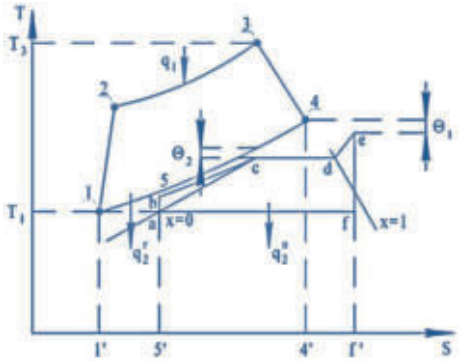


Рис. 1.6. Термодинамический цикл Брайтона-Ренкина парогазовой установки

Выражение для внутреннего КПД ПГУ с КУ можно представить в следующем виде

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \frac{N_{\text{г}} + N_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \eta_{\text{г}} + \frac{N_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \eta_{\text{г}} + \frac{N_{\text{п}}}{Q_{\text{КУ}}} \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} =$$

$$= \eta_{\text{г}} + \eta_{\text{п}} \frac{Q_{\text{г}}^{\text{с}} - N_{\text{г}} - \sum Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \eta_{\text{г}} + \eta_{\text{п}} (1 - \eta_{\text{г}} - \sum q_{\text{пот}}),$$

где $N_{\text{ПГУ}}$ – внутренняя мощность ПГУ; $Q_{\text{г}}^{\text{с}}$ – теплота сжигаемого в камере сгорания ГТУ топлива; $Q_{\text{КУ}}$ – теплота пара КУ, поступающего в ПТУ; $\sum Q_{\text{пот}}$, $\sum q_{\text{пот}}$ – абсолютные и относительные суммарные потери теплоты в ПГУ, $N_{\text{г}}$, $N_{\text{п}}$ – внутренняя мощность ГТУ и ПТУ; $\eta_{\text{г}}, \eta_{\text{п}}$ – соответственно внутренние КПД ГТУ и ПТУ, входящих в состав ПГУ.

Следовательно, тоже выражение представляется следующим образом

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{г}} + \eta_{\text{п}} - \eta_{\text{г}} \eta_{\text{п}} - \eta_{\text{п}} \sum q_{\text{пот}} .$$

Относительное повышение экономичности ПГУ с КУ возможно несколькими основными взаимосвязанными путями:

- использование ГТУ с высокими начальными температурами газа перед ГТ (1300…1650 °С);
- более глубокого охлаждения выходных газов ГТУ;
- введение промежуточного перегрева пара.

С ростом начальных температур газов перед ГТ становится реальным достижение КПД ПГУ 60…65 %. КПД современных ГТ при их работе по простому циклу достигает 38…42 % при единичной мощности до 350 МВт. Естественно, что при этом предполагается также и совершенствование ПТ с повышением ее экономичности путем увеличения параметров пара, совершенствования проточной части, сокращения протечек пара через уплотнения и т. д.

Если поднимать вопрос о более глубоком охлаждении выходных газов ГТУ, то известно, что в одноконтурной схеме ПГУ с КУ не удается охладить выходные газы ГТУ до температуры ниже 150 °С.

Связано это с тем, что через поверхности нагрева КУ проходит одинаковое количество рабочего тела (воды и пара). При этом обнаруживается серьезный недостаток, связанный с необходимостью удовлетворения двух противоречивых требований. С одной стороны, КУ должен генерировать пар высоких параметров, в первую очередь высокой температуры, для того, чтобы обеспечить высокую экономичность ПТУ. Но запас тепловой энергии, содержащийся в выходных газах ГТУ, может обеспечить эти параметры при малых расходах питательной воды. Малый расход не может охладить газы, поступающие в котел, до низкой температуры, и поэтому уменьшается КПД КУ. С другой стороны, пропуск большого количества питательной воды, хотя и обеспечивает низкую температуру выходных газов КУ и его высокую экономичность, не позволяет получить высокие параметры пара за ним, что приводит к снижению КПД ПТУ, однако, тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ проста в эксплуатации и характеризуется низкими удельными капиталовложениями, поэтому экономически обоснована в случаях применения дешевого топлива.

Для решения задачи одновременного обеспечения низкой температуры выходных газов КУ и высоких параметров генерируемого пара необходимо через «хвостовые» поверхности КУ (по газу) пропускать большое количество воды, а через входные – малое, что привело к использованию двухконтурных КУ и, соответственно, двухконтурных схем ПГУ с КУ.

Для двухконтурных ПГУ с КУ характерна более высокая начальная температура газа перед ГТ, значение которой составляет уже на уровне 1200…1350 °С и температура выходных газов более 550 °С.

На рис. 1.7 приведена принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ.

Экономайзер контура ВД выполняют одно- или двухступенчатым в зависимости от конструктивных особенностей КУ. Для питания водой контуров НД и ВД предусмотрены два самостоятельных питательных насоса. В некоторых ПГУ устанавливают один насос с отбором воды НД из его промежуточной ступени.

Конденсат из конденсатора паровой турбины конденсатным насосом КН подается в газовый подогреватель конденсата (ГПК, иногда его называют экономайзер контура НД). Из ГПК конденсат подается в деаэратор (Д), откуда подается в барабан низкого давления (Б НД) и через экономайзер высокого давления (ЭК ВД) в барабан высокого давления (Б ВД), где он испаряется. Из Б НД сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель контура низкого давления (ПЕ НД) и из него направляется в ЧНД паровой турбины. Большая часть питательной воды подается питательным насосом высокого давления ПН ВД в

контур высокого давления, состоящий из экономайзера ЭК ВД, испарителя И ВД и пароперегревателя ПЕ ВД. Полученный пар высокого давления направляется в ЦВД паровой турбины. Пройдя проточную часть ЧВД, он смешивается с паром из контура низкого давления КУ, и суммарный расход пара поступает в ЧНД.

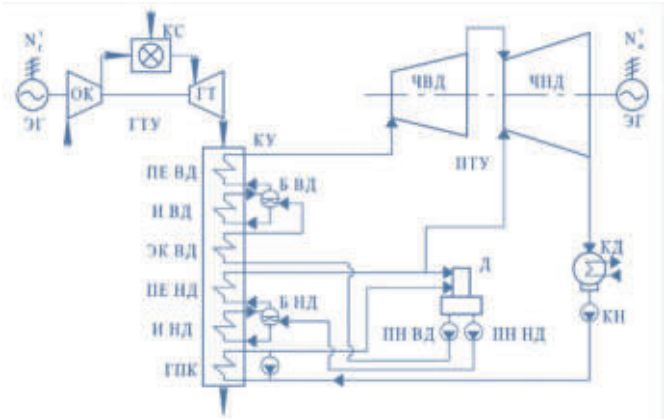


Рис. 1.7. Принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ

По описанной двухконтурной схеме выполняется подавляющее число утилизационных ПГУ, обеспечивающих КПД в 50…52 %.

Экономическая эффективность ПГУ с двухконтурным КУ возрастает с увеличением параметров пара ВД. Предельное значение температуры пара ВД определяется температурой выходных газов ГТУ и принятым температурным напором Θ пароперегревателя КУ.

Самые современные ПГУ с начальной температурой газа перед ГТ свыше 1350 °С выполняются трехконтурными, обеспечивая КПД в 54…65 %.

Вышеуказанное объясняет то, что в настоящее время при строительстве ТЭС во всем мире используются схемы ПГУ с одно-, двух- и трехконтурными КУ.

Как правило, ПТУ, работающие в составе ПГУ с использованием ГТУ с высокими начальными температурами газов перед и за ГТ (свыше 1300 °С и 600 °С, соответственно) выполняются с промежуточным перегревом пара. Как и в традиционных ПТУ, главная цель промежуточного перегрева в таких ПГУ – обеспечить допустимую влажность в последних ступенях паровой турбины. При правильном выборе давления в промежуточном пароперегревателе повышается и экономичность ПГУ. Введение промежуточного перегрева дает повышение КПД ПГУ до 1 %.

1.2.3. Модернизация действующих ТЭС путем перевода ПТУ в ПГУ

На большом количестве ТЭС в настоящее время эксплуатируется физически устаревшее оборудование, которое выработало свой парковый ресурс, что приводит к работе с низкой тепловой экономичностью и требует больших затрат на ремонт. Однако, вывод из эксплуатации этого энергетического оборудования возможен только в случае замены его на современное, что требует чрезвычайно больших капиталовложений. Затраты на модернизацию турбинного, котельного и вспомогательного оборудования требуют существенно меньших вложений, и в ряде случаев реконструкция и модернизация оказываются наиболее эффективным

способом снижения стоимости вырабатываемой электрической и тепловой энергии.

Во-первых, в пользу модернизации немаловажную роль играет то, что часть дорогостоящих элементов энергоблока, и ТЭС в целом, зачастую могут быть эффективно использованы еще в течение достаточно длительного времени.

Во-вторых, процесс модернизации может проводиться поэтапно, в соответствие с инвестиционной программой собственника. К тому же, как правило, после каждого этапа модернизации отработавших узлов энергоблок не только выходит на проектные характеристики по мощности и экономичности, но и эксплуатируется с более высокими показателями, что в свою очередь дает возможность «заработать» на проведение следующего этапа модернизации.

Одним из наиболее перспективных путей модернизации ТЭС является установка на них ПГУ с включением в ее состав ПТУ, действующих на ТЭС.

Выше приведены преимущества ПГУ по сравнению с традиционными ПТУ.

Известно большое количество эффективных способов включения в состав ПГУ действующих на ТЭС ПТУ и, в первую очередь, объединением работы последних с надстройкой в виде ГТУ. Выбор способа объединения определяется составом и состоянием работающего на ТЭС оборудования, ожидаемыми режимами работы, видом топлива и одним из самых важных, а зачастую определяющим фактором – денежными вложениями на переоснащение.

Разберем основные возможности по модернизации теплофикационных паротурбинных установок с помощью парогазового цикла на примере турбоустановок с семейством турбин типа Т-100/120-130 УТЗ.

Первый известный и наиболее дешевый способ это, так называемая пристройка ГТУ, уходящие газы которой используются для полного или частичного подогрева основного конденсата и питательной воды ПТУ, то есть происходит «вытеснение пара регенеративных отборов» ПВД и ПНД (ПГУ-Р).

Выбор ГТУ для модернизации осуществляется с помощью уравнений теплового баланса, выбираемых ГВП НД и ГВП ВД, в которых теплота уходящих газов передается конденсату и питательной воде. В зависимости от масштаба вытеснения регенерации и параметров уходящих газов ГТУ для такой пристройки может быть выбрана газовая турбина избыточной мощностью (на клеммах генератора) 6…25 МВт [2].

Результаты исследований по получению дополнительной мощности $N_{доп}$ [3] при полном отключении ПВД и номинальных параметрах свежего пара с расходом 480 т/ч в зависимости от температуры наружного воздуха показывают, что при пропуске пара ПВД в отопительные отборы $N_{доп}$ составляет 5…7 МВт, а при пропуске пара в конденсатор – 12…13 МВт.

Необходимо добавить, что при полностью отключенной регенерации давления в камерах отопительных отборов не превышают допустимых значений 0,2 и 0,25 МПа на ПСГ-1 и ПСГ-2 соответственно [4]. При отключенной регенерации величина осевого усилия ротора не превышает допустимой величины, а для предотвращения перегрузки ступеней, предшествующих отбору пара на ПСГ-2, давление в камере отбора пара должно быть не менее 0,113 МПа, а эксплуатация турбины при одноступенчатом подогреве сетевой воды должна быть сведена к минимуму.

К достоинствам модернизации по схеме ПГУ-Р необходимо отнести малые габариты ГТУ и ГВП, что позволяет разместить их в существующем здании ТЭЦ и, соответственно, относительно небольшие инвестиционные вложения, а также малый срок ввода в эксплуатацию.

Перед переводом ПТУ в работу по такой схеме целесообразно выполнить плановый ремонт котла, замену высокотемпературных трубопроводов и стопорных клапанов, отработавших свой ресурс.

Наибольший эффект может быть достигнут при замене ЦВД турбины на новый, позволяющий увеличить пропуск пара (до 525 т/ч) с применением одновенечной регулирующей ступени и аэродинамически более совершенных профилей лопаток ступеней давления, а также проведении модернизации ЦСД. Такая модернизация может проходить поэтапно и приведет к существенному увеличению мощности (до 20 %) и экономичности (до 3 %) паровой турбины при автономной работе в ПТУ и еще более экономичному циклу при совместной работе с ГТУ, уходящие газы которой утилизируются в ГВП. При работе в такой ПГУ-120...150 экономия топлива по сравнению с ПТУ такой же мощности достигает 5 %.

Второй способ повышения эффективности ТЭЦ – это использование теплофикационных паровых турбин в составе ПГУ с НПГ. Принципиальная схема ПГУ с НПГ с паровой турбиной Т-100/120-130 УТЗ представлена на рис. 1.8.

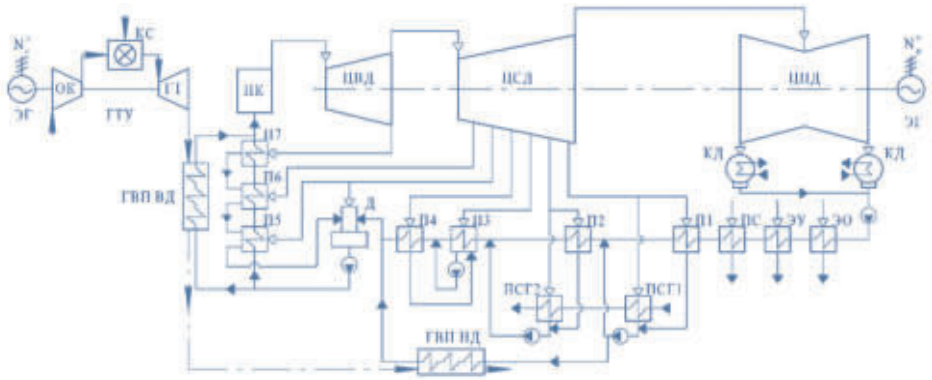


Рис. 1.8. Принципиальная схема ПГУ с НПГ

Этот вариант модернизации требует несколько больших затрат, по сравнению с ПГУ с КУ, которые, помимо затрат на установку ГТУ и ГВП, идут на реконструкцию парового котла, так как уходящие газы ГТУ направляются в сбросные сопла, расположенные над горелками для сжигания в их среде органического топлива. Иногда, в зависимости от использования энергоблока для несения переменной части графика нагрузок, проводится реконструкция котла с сохранением воздухоподогревателя и дутьевого вентилятора для возможности автономной работы ПТУ.

Отметим логичный факт, что теплофикационная ПГУ отличается от конденсационной большей долей мощности ГТУ в мощности ПГУ. Для теплофикационной ПГУ мощность и параметры газа ГТУ выбираются из условия получения максимальной мощности, а не КПД, как для конденсационной ПГУ.

ГТУ для работы в составе ПГУ с НПГ подбирается по массовому расходу газов, который не превышает 25-30 % воздуха, направляемого в горелки

соответствующего парового котла, и зависит от температуры уходящих газов ГТУ. Современные высокоэкономичные ГТУ в основном спроектированы (для цикла ПГУ КУ) с высокой температурой газов перед газовой турбиной (до 1300…1650 °С) и небольшими объемной концентрацией окислителя в уходящих газах (до 12 %) и коэффициентом избытка воздуха (до 2,5). Поэтому к выходным газам ГТУ с высокой температурой (560…650 °С) и низким содержанием окислителя необходимо подмешать воздух для осуществления экономичного сжигания органического топлива в схеме ПГУ с НПГ, что к тому же обеспечивается при характерном понижении тепловых нагрузок поверхностей нагрева в топке.

Не будем останавливаться на исследовании тепловой экономичности ПГУ, углубляясь в представление ее зависимостей от параметров газа и коэффициента избытка воздуха в уходящих газах ГТУ, а укажем лишь, что для модернизации турбоустановки с паровой турбиной Т-100/120-130 с помощью цикла ПГУ с НПГ оптимально использование следующего ряда энергетических ГТУ:

- Т-32 («Невский завод», Россия);
- ГТ-35 и ГТЭ-45-3М («Турбоатом», Украина);
- V64.3 и V64.3A (Siemens);
- GT8C, GT8C2 и GT11N (Alstom);
- MS6001F (General Electric);
- MW-251 (Mitsubishi).

При условии вышеописанной модернизации турбин типа Т-100 до модификации Т-120/130-130 и ввода их в состав ПГУ с НПГ, а также в зависимости от использования (по условиям габаритов, конструкции и схемы) той или иной ГТУ, получим ПГУ с электрической мощностью 160…215 МВт и тепловой нагрузкой 750…960 ГДж/ч.

КПД выработки электроэнергии нетто ПГУ в зависимости от выбранной ГТУ может достигать 38…40 %. Экономия топлива по сравнению с ПТУ такой же мощности достигает 10 %.

Некоторые из представленного ряда ГТУ имеют достаточно высокую температуру газов перед газовой турбиной, небольшую объемную концентрацию окислителя в уходящих газах с высокой температурой последних $T_{вых}$: V64.3A ($T_г$ = 1315 °С, $T_{вых}$ = 589 °С), MS6001F ($T_г$ = 1300 °С, $T_{вых}$ = 597 °С), W401 ($T_г$ = 1300 °С, $T_{вых}$ = 573 °С). Представленные характеристики, позволяющие получить высокие параметры пара в паровом котле, указывают на экономическую целесообразность использования таких ГТУ в цикле ПГУ КУ.

На Южной ТЭЦ (г. Санкт-Петербург) паросиловой газомазутный энергоблок с паровым энергетическим котлом и теплофикационной турбиной Т-250/300-240 впервые в мире был реконструирован в ПГУ с НПГ путем надстройки котла ГТУ средней мощности GT8C производства Alstom (при строительстве ABB, ныне GE).

Третьим альтернативным, более дорогостоящим, но более экономичным, вариантом реконструкции теплофикационной ПТУ предлагается схема ПГУ КУ с параллельной работой парового котла и КУ (см. рис. 1.9), который проектируется для более полного использования теплоты выходящих газов ГТУ. Соответственно от выбранной ГТУ, спроектированного КУ и схемы ПГУ будет выбрана степень вытеснения регенерации паротурбинной части. Авторами преимущественно предлагается модернизация энергоблока по такой схеме с использованием

одноконтурного КУ для выработки пара высокого давления с соответствующими номинальными для турбины Т-120/130-130 параметрами генерируемого пара (12,8 МПа, 555 °С).

КПД выработки электроэнергии нетто ПГУ, в зависимости от выбранной ГТУ и конкретной схемы может достигнуть 40…43 %, а экономия топлива по сравнению с ПТУ такой же мощности достигает 15%.

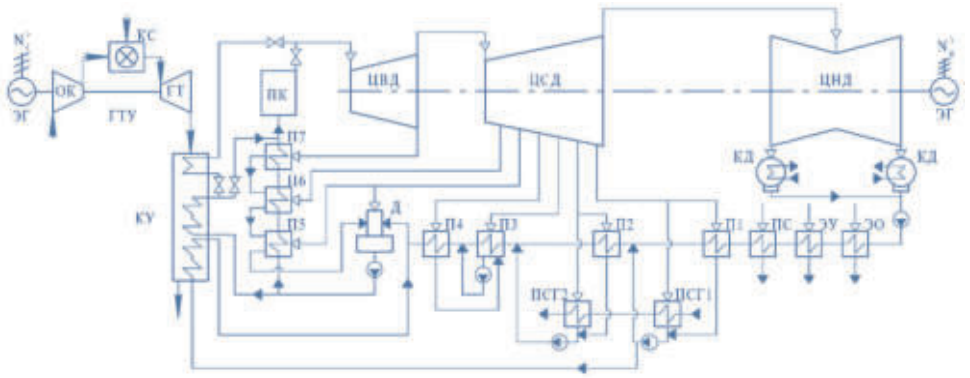


Рис. 1.9. Принципиальная схема ПГУ с КУ и параллельной работой парового котла

Четвертый вариант модернизации существующего энергоблока с паровой теплофикационной турбиной Т-100/120-130 с помощью парогазового цикла – это ПГУ с двухконтурным КУ. Принципиальная схема ПГУ с КУ с паровой турбиной Т-100/120-130 УТЗ представлена на рис. 1.10.

Такой вариант модернизации прорабатывался и предлагался УТЗ и ВТИ [5]. Тогда рассматривались два варианта модулей ГТУ-КУ. Первый вариант – это газовая турбина ГТЭ-150 ЛМЗ с горизонтальным подвесным КУ типа П-87 производства ОАО ИК ЗиОМАР (г. Подольск). Второй – газовая турбина V94.2 Siemens (сейчас это может быть турбина ГТЭ-160 производства АО «Силовые машины») с вертикальным КУ типа П-90 также производства ОАО ИК ЗиОМАР. Котлы-утилизаторы для обоих вариантов сейчас могут изготовить несколько отечественных предприятий.

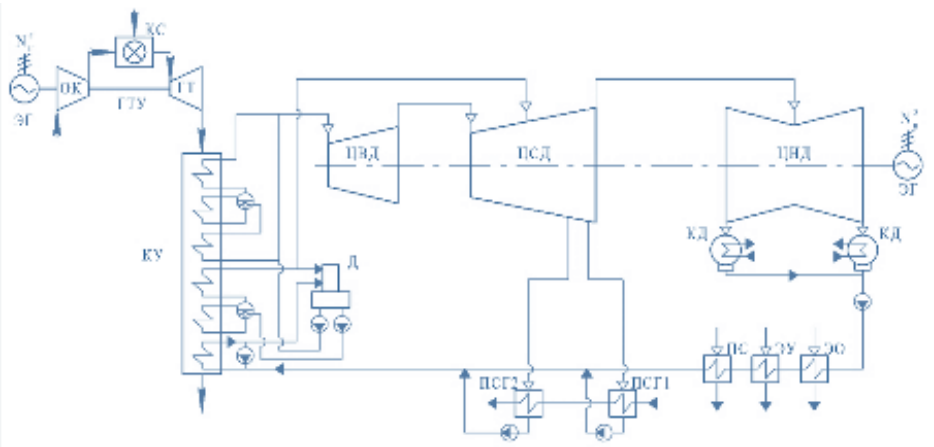


Рис. 1.10. Принципиальная схема ПГУ с двухконтурным КУ

Модернизация заключается в следующем:

- установка на «старый» фундамент нового ЦВД с дроссельным парораспределением;
- установка блока клапанов, состоящего из стопорного клапана с автозатвором и двух регулирующих клапанов со своими сервомоторами (полная унификация с турбиной Т-113/145-12,4 УТЗ для ПГУ-410 [6]);
- ремонт и модернизация старого ЦСД с частичным переоблопачиванием ряда ступеней и удалением одной ступени для осуществления подвода пара контура НД и глушением патрубков отборов пара на регенерацию;
- установка защитно-регулирующего клапана на подводе пара НД;
- установка КУ и демонтаж или вывод в резерв существующего котла;
- установка газовой турбины;
- при необходимости ремонт ЦНД, генератора, сетевых подогревателей и сальникового подогревателя;
- корректировка системы трубопроводов в соответствии с новой схемой реконструкции.

Расположение ГТУ и КУ, как правило, предполагается полностью или частично в новом корпусе существующей ТЭЦ.

Основные показатели рассматриваемых ПГУ-230 с модернизируемыми турбинами типа Т-100 представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Технико-экономические показатели ПГУ с НПГ с модернизируемыми турбинами семейства Т-110/120-130

Показатель	ПГУ с ГТУ и КУ типа	
	ГТЭ-150 ЛМЗ и П-87	V94.2 Siemens (ГТЭ-160) и П-90
Электрическая мощность ГТУ, МВт	157,6	157,0
Электрический КПД ГТУ, %	31,0	34,4
Температура газов перед ГТ, °С	1100	1060
Расход уходящих газов, кг/с	600	509
Температура уходящих газов ГТ, °С	506	537
Давление контура ВД перед ПТ, МПа	8,2	7,8
Температура контура ВД перед ПТ, °С	497	514
Расход контура ВД, т/ч	251	242
Давление контура НД перед ПТ, МПа	0,646	0,665
Температура контура НД перед ПТ, °С	231	199
Расход НД, т/ч	80	56
Тепловая нагрузка ПТ, ГДж/ч	687	616
КПД выработки электроэнергии ПГУ в конденсационном режиме, %	47,2	51,4
Коэффициент использования в ПГУ теплоты топлива в теплофикационном режиме, %	87,5	86

Как видно из таблицы, паровая турбина работает на пониженных давлении и температуре свежего пара, что также дает возможность увеличить парковый ресурс до 220 000 и более часов.

КПД выработки электроэнергии, представленных ПГУ-230 с КУ в конденсационных режимах рассчитан как:

$$\eta_{ПГУ} = \frac{N_e^{ГТ} + N_e^{ПТ}}{Q_i^c \cdot G_{топл}},$$

где $N_e^{ГТ}$, $N_e^{ПТ}$ – соответственно, мощности газовой и паровой турбин на клеммах генератора, кВт; Q_i^c – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг (высококалорийный природный газ имеет Q_i^c = 50056 кДж/кг); $G_{топл}$ – расход топлива в камере сгорания ГТУ, кг/с.

Коэффициент использования в ПГУ теплоты топлива в теплофикационном режиме рассчитан по нижеприведенной формуле при температуре уходящих газов КУ, равной 100 °С, и расходе пара в конденсатор 18 т/ч:

$$\eta_{ПГУ}^{исп} = \frac{Q_{КС} - Q_{ух}^{КУ} - Q_К}{Q_{КС}},$$

где $Q_{КС}$ – теплота, подведенная в камере сгорания; $Q_{ух}^{КУ}$ – теплота уходящих газов КУ; $Q_К$ – теплота пара, сбрасываемого в конденсатор.

В зависимости от используемых модулей ГТУ-КУ, КПД ПГУ достигает 47,2…51,4 %, что приближает экономичность работы такой ПГУ к современному высокому уровню 55…60 %.

Предпочтительным вариантом реконструкции ПТУ Т-110/120-130 является вариант парогазового цикла ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором, как наиболее близкий к современным понятиям об энергосберегающем производстве электрической и тепловой энергии.

1.3. Паротурбинные установки с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии

1.3.1. Общие сведения

Теплофикация – централизованное теплоснабжение на базе комбинированной, т. е. совместной выработки тепловой и электрической энергии. В этом заключается и основное отличие теплофикации от так называемого раздельного метода теплоэнергоснабжения, когда электрическая энергия вырабатывается на конденсационных электростанциях, а тепловая – в котельных.

Для совместной выработки тепловой и электрической энергии на ТЭЦ установлены теплофикационные паровые турбины, имеющие ряд особенностей по сравнению с турбоагрегатами конденсационных электростанций в конструкции, тепловой схеме и условиях эксплуатации.

В конденсационных турбинах теплота отработавшего пара отдается циркуляционной воде, охлаждающей конденсатор, и поэтому из цикла теряется,

что значительно снижает эффективность этого цикла. Кроме того, из-за выброса теплоты в атмосферу ухудшается экология окружающей среды.

В теплофикационных турбинах в отопительный период теплота отработавшего пара практически полностью используется для подогрева сетевой воды или для технических целей. При наличии горячего водоснабжения (ГВС) или промышленных отборов пара теплота отработавшего пара частично используется и в летний период.

1.3.2. Виды тепловой нагрузки ТЭЦ

Выработка тепловой энергии на тепловых и атомных электрических станциях производится для удовлетворения нужд как промышленных, так и бытовых потребителей. Соответственно различают два вида тепловой нагрузки: производственную, необходимую для технологических процессов промышленных предприятий, и отопительную, служащую для отопления производственных, общественных и жилых помещений, а также горячего водоснабжения и вентиляции.

Производственную тепловую нагрузку удовлетворяют обычно паром, отработавшим в турбине и имеющим давление 0,7–4,0 МПа, отопительную – либо горячей водой с температурой 70–150 °С, либо паром из отборов турбины с давлением 0,05–0,50 МПа. В холодное время года воду нагревают до температуры 120–150 °С.

Промышленная тепловая нагрузка характеризуется неравномерностью в течение суток и относительной равномерностью в течение года с некоторым снижением летом. Чисто отопительная нагрузка отличается равномерностью в течение суток и большой неравномерностью в течение года: она достигает максимума в периоды низких температур, а в теплое время года снижается до нуля.

Бытовая тепловая нагрузка, включающая в себя тепловую нагрузку отопления и горячего водоснабжения, удовлетворяется горячей водой с температурой 60–70 °С.

Величина тепловой нагрузки изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха. Максимальный отпуск теплоты имеет место при так называемой минимальной расчетной температуре наружного воздуха, численное значение которой определяется климатическими условиями района. Расход теплоты на отопление и вентиляцию с повышением температуры наружного воздуха уменьшается, и при температуре +10 °С, продержавшейся не менее трех суток, отопление выключается. Включение отопления производится после того, как температура наружного воздуха в осенний период опустится ниже +8 °С и продержится при этих значениях не менее трех суток.

1.3.3. Системы теплоснабжения

В качестве теплоносителя для отопления применяют воду и очень редко – пар, так как вода дает возможность переноса теплоты на большие расстояния с небольшим понижением температуры, обусловленным только тепловыми потерями в окружающую среду, что позволяет поддерживать меньшее давление в отборе турбины для обеспечения требуемой температуры теплоносителя у потребителя.

Водяной пар применяют в качестве теплоносителя в технологических процессах предприятий и для обеспечения работы их систем вентиляции. Возвращаемый потребителями конденсат пара после необходимой очистки вновь поступает в рабочий цикл электростанции.

Вода систем теплоснабжения нагревается в пароводяных теплообменниках ТЭЦ главным образом из отборов теплофикационных турбин или из выхлопного патрубка турбин с противодавлением и подается насосами по трубопроводам горячей воды к тепловому потребителю. После охлаждения в отопительных установках потребителя вода возвращается на ТЭЦ.

Система трубопроводов горячей и охлажденной воды образует тепловую сеть; вода, циркулируемая по тепловой сети, называется сетевой водой. Трубопроводы, по которым нагретая сетевая вода поступает к потребителю, называются подающими, а вода в подающих трубопроводах – прямой сетевой водой. Трубопроводы, возвращающие охлажденную воду на ТЭЦ, называются обратными, а вода соответственно – обратной сетевой водой.

Водяные системы по способу горячего водоснабжения подразделяются на закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые). В закрытых системах сетевая вода используется только как теплоноситель и из сети не отбирается. Горячая вода для потребителей поступает из сети питьевого водопровода и нагревается в водо-водяных подогревателях сетевой водой.

В открытых системах сетевая вода частично или полностью разбирается абонентами для горячего водоснабжения. При непосредственном водоразборе к бытовым потребителям отводится смесь воды из подающей и обратной сетевых магистралей, так что потери ее в теплосети резко возрастают – от 1–2 %, которые имеют место в закрытых системах, до 20–40 % от расхода сетевой воды.

1.3.4. Отопительная нагрузка ТЭЦ

Тепловая отопительная нагрузка включает расход теплоты на отопление, вентиляцию жилых, промышленных и общественных зданий, а также на горячее водоснабжение.

Средняя нагрузка ГВС в пределах отопительного периода остается постоянной при относительно больших суточных и недельных колебаниях. В летний период сохраняется только нагрузка ГВС, которая составляет в среднем около 20 % от ее величины в зимний период.

Покрытие базовой теплофикационной нагрузки, включающей в себя тепловую нагрузку горячего водоснабжения, отопления и вентиляции, производится за счет тепловой мощности регулируемых отборов теплофикационных турбин ТЭЦ. Сетевая вода на ТЭЦ нагревается в сетевых подогревателях до 100–120 °С, что обусловлено проектной величиной теплофикационной нагрузки сетевых подогревателей, а также величиной давления в регулируемых отборах турбин. В тех случаях, когда номинальной теплопроизводительности отопительных отборов не хватает для покрытия всей необходимой потребности в теплоте (при очень низких температурах наружного воздуха), дополнительное количество теплоты вырабатывается пиковыми источниками — пиковыми сетевыми подогревателями или газо-мазутными водогрейными котлами. Регулирование отпуска теплоты в соответствии с

изменением температуры наружного воздуха осуществляется за счет изменения температуры прямой сетевой воды. Такой способ регулирования называется качественным. В отдельных случаях или на отдельных режимах применяется количественное регулирование отпуска теплоты от ТЭЦ – изменением количества сетевой воды, а также смешанное – качественно-количественное. Изменение температур прямой и обратной сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха называется температурным графиком.

Максимальная температура прямой сетевой воды определяется на основании технико-экономических исследований. С увеличением этой температуры уменьшается стоимость тепловых сетей, так как при неизменной тепловой нагрузке уменьшается расход сетевой воды и, соответственно, диаметры трубопроводов. Одновременно увеличивается расход топлива на ТЭЦ, поскольку возрастает давление отбираемого из турбины пара и, следовательно, уменьшается выработка электроэнергии на тепловом потреблении. В настоящее время для ТЭЦ, работающих на органическом топливе, наиболее распространенным является температурный график с максимальной температурой прямой сетевой воды 150 °С – так называемый график 150/70 °С.

На рис. 1.11 представлен график продолжительности тепловых нагрузок для отопительной ТЭЦ. Если по оси ординат графика отложить значение номинальной тепловой мощности отопительных отборов ($Q_{\text{т}}^{\text{ном}}$) и провести горизонтальную линию до пересечения с кривой продолжительности отопительных нагрузок, то эта линия разделит график на базовую часть, покрываемую паром отопительных отборов, и пиковую часть ($Q_{\text{пик}}$), покрываемую теплотой от пиковых источников.

Отношение нагрузки отопительных отборов турбин к общей тепловой нагрузке ТЭЦ при минимальной расчетной температуре наружного воздуха называется коэффициентом теплофикации:

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{т}}^{\text{ном}}}{Q_{\text{т}}^{\text{ном}} - Q_{\text{пик}}}.$$

Оптимальное значение $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ устанавливается технико-экономическими расчетами. Расчетный режим турбин УТЗ типа «Т» и «ПТ» на начальное давление 12,8 и 23,5 МПа выбран исходя из $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ = 0,5.

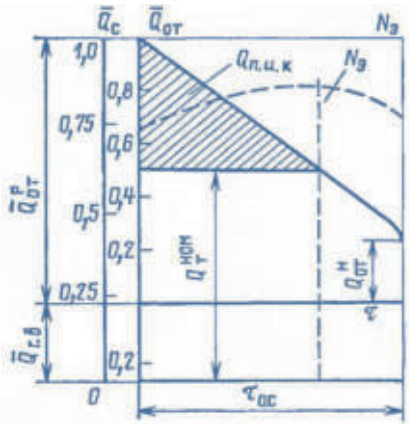


Рис. 1.11. График продолжительности тепловых нагрузок

Температурный график теплосети и принятый коэффициент теплофикации

определяют температуру сетевой воды за основными сетевыми подогревателями, питаемыми паром из отопительных отборов турбины.

При работе турбины со ступенчатым подогревом сетевой воды и поддержанием давления в регулируемом отборе в соответствии с температурным графиком теплосети, ступени турбины, предшествующие верхнему и нижнему отопительным отборам пара, работают в переменном режиме, который характеризуется изменением объемного расхода пара и давления за ступенями.

С изменением давления в отборе происходит перераспределение тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями и изменяются массовый и объемный расходы пара через предотборные ступени турбины, что приводит к изменению соотношения U/C_0 и КПД ступени, а также к изменению напряжений в лопаточном аппарате. Нарушение оптимального распределения тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями снижает эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды.

Учитывая переменный характер работы большой группы предотборных ступеней, выбор проточной части турбины следует осуществлять так, чтобы обеспечить максимальную тепловую экономичность турбоагрегата за годовой период и близкую к теоретически возможной эффективности ступенчатого подогрева сетевой воды. Переменные режимы работы турбины должны быть учтены при разработке конкретной тепловой схемы, системы регулирования турбины и при расчетах прочности облопачивания.

1.3.5. Электрическая мощность теплофикационных турбин

Для теплофикационных турбин определяют три значения мощности: номинальная, на конденсационном режиме, максимальная.

Под номинальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина длительно развивает при номинальной нагрузке и номинальных значениях основных параметров.

В современных турбинах номинальные электрическая мощность и тепловая нагрузка обеспечиваются при давлении в регулируемом отборе (противодавлении), равном и ниже номинального. При увеличении давления в отборе пара номинальная электрическая мощность может быть получена за счет уменьшения тепловой нагрузки.

Под максимальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина может длительно развивать при определенных соотношениях расходов пара и давлений в отборах пара (противодавления) или на конденсационном режиме, при номинальных значениях других основных параметров.

Для турбин с двумя регулируемыми отборами пара максимальная мощность определяется из условия одновременно возможного полного пропуска пара через ЧВД, ЧСД и ЧНД при соответствующем уменьшении отборов пара. Для турбин с противодавлением максимальная мощность определяется исходя из полного расхода пара и минимального противодавления. Максимальная мощность некоторых типов турбин может быть ограничена допустимой нагрузкой генератора.

Мощность на конденсационном режиме для турбин типа Т равна или больше номинальной, в том числе может быть равна максимальной. Для турбин типа ПТ – равна или меньше номинальной.

1.3.6. Режимы работы теплофикационных турбин

Для теплофикационных турбин характерно многообразие возможных режимов работы. В зависимости от наличия тепловой нагрузки они могут быть разделены на две группы: конденсационные режимы и теплофикационные режимы.

Конденсационные режимы работы, возможные в теплофикационных турбинах с конденсационной установкой, характеризуются тем, что тепловая нагрузка отсутствует, а регулирующие органы отборов полностью открыты. Конденсационный режим теплофикационной турбины идентичен режиму работы конденсационной турбины.

Теплофикационные режимы работы характеризуются наличием тепловой нагрузки. Система регулирования, воздействующая на регулирующие органы турбины, обеспечивает поддержание требуемых параметров теплопотребления.

Теплофикационные режимы могут быть разделены на две подгруппы.

Режимы работы по тепловому графику, имеющие место, когда теплота отработавшего в турбине пара может быть отдана только тепловому потребителю. При работе по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления.

Режим работы по тепловому графику (называемый также режимом с противодавлением) характерен для турбин типа Р, ПР, ТР и возможен в турбинах типа Т, ПТ при работе последних с закрытыми регулирующими органами ЧНД и охлаждении конденсатора подпиточной или обратной сетевой водой. Изменение нагрузки турбины при работе по тепловому графику осуществляется за счет изменения расхода свежего пара воздействием системы регулирования на органы парораспределения ЧВД.

Режим работы турбины по тепловому графику характерен высокой экономичностью, поскольку вся электрическая мощность энергоустановки вырабатывается на тепловом потреблении.

Режимы работы по электрическому графику с независимым заданием электрической и тепловой нагрузок, возможные в том случае, когда теплота отработавшего пара может быть отдана не только тепловому потребителю, но и циркуляционной воде.

Наличие конденсатора у турбин типа Т и ПТ, охлаждаемого циркуляционной водой, позволяет увеличить электрическую нагрузку сверх вырабатываемой на тепловом потреблении за счет увеличения пропуска пара в конденсатор. Рабочие органы ЧНД при работе по электрическому графику частично или полностью открыты. Независимые изменения электрической и тепловой нагрузок осуществляются воздействием системы регулирования на органы парораспределения ЧВД и ЧНД, а в турбинах типа ПТ – также и на органы парораспределения ЧСД.

1.3.7. Тепловая нагрузка турбин

Согласно принятой в настоящее время терминологии для турбин типа Т различают номинальную тепловую нагрузку, равную суммарной величине отопительных отборов пара, и максимальную тепловую нагрузку, равную суммарной величине отопительных отборов пара и использованной теплоты в конденсаторе.

Номинальная и максимальная тепловые нагрузки турбин типа Т определяются на номинальном режиме работы турбины, то есть при номинальных параметрах свежего пара и давлении в регулируемом отборе, а также полностью включенной системе регенерации. Номинальная нагрузка определяется при минимальном пропуске пара в конденсатор. Возможные наибольшая номинальная и максимальная тепловые нагрузки зависят от давления в регулируемом отборе пара.

Согласно общему уравнению энергии,

$$Q_{\text{тур}} = 3600N_e + Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{м.г.и.}} + \Delta Q_{\text{кон}},$$

где $Q_{\text{тур}}$ – расход теплоты на турбину, $Q_{\text{т}}$ – суммарная тепловая нагрузка отопительных отборов, $\Delta Q_{\text{м.г.и.}}$ – потери механические, в генераторе и на излучение, $\Delta Q_{\text{кон}}$ – теплота, поступившая с паром в конденсатор.

Из уравнения следует, что тепловая нагрузка отборов и использованная теплоты в конденсаторе (максимальная тепловая нагрузка) составит:

$$Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{кон}} = Q_{\text{тур}} - (3600N_e + Q_{\text{м.г.и.}}),$$

а тепловая нагрузка отопительных отборов (номинальная тепловая нагрузка) –

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{тур}} - (3600N_e + Q_{\text{м.г.и.}} + \Delta Q_{\text{кон}}).$$

Наибольшая номинальная тепловая нагрузка может быть получена при максимальном расходе свежего пара и закрытых регулирующих органах ЧНД, когда пропуск пара в конденсатор минимален. Этот пропуск определяется зазорами в полностью закрытых регулирующих органах ЧНД и пропорционален давлению перед ЧНД. При неизменном максимальном расходе свежего пара и неизменном закрытом положении регулирующих органов ЧНД с повышением давления в регулируемом отборе пара мощность турбины уменьшается, а минимальный пропуск пара в ЧНД, пропорциональный давлению пара перед закрытыми регулирующими органами ЧНД, возрастает. При снижении давления пара в отборе мощность турбины возрастает, а пропуск пара в ЧНД уменьшается. Следовательно, возможная наибольшая тепловая нагрузка отборов пара зависит как от изменения мощности, так и от пропуска пара в конденсатор.

Максимальная тепловая нагрузка при постоянном расходе теплоты на турбину зависит только от электрической мощности турбины. Поэтому с повышением давления в отборе максимальная тепловая нагрузка возрастает, поскольку мощность снижается, а при уменьшении давления в отборе снижается, поскольку мощность возрастает.

В турбинах типа ПТ номинальные производственная и тепловая нагрузки соответствуют режиму с номинальными значениями электрической мощности, давлений в регулируемых отборах и параметров свежего пара при полностью включенной регенерации и минимальном пропуске пара в конденсатор. При этом

номинальная тепловая нагрузка равна суммарной нагрузке отопительных отборов. Максимальный производственный отбор определяется при выключенных отопительных отборах пара и расходе свежего пара, равного номинальному. Возможны два понимания максимального производственного отбора:

– при номинальной электрической мощности турбины; при этом пропуск пара в ЧНД на рассматриваемом режиме может быть больше минимального;

– при минимальном пропуске пара в конденсатор; при этом электрическая мощность может быть номинальной.

Максимальная тепловая нагрузка турбин типа ПТ определяется исходя из максимальной пропускной способности ЧСД и включает использованную теплоту пара, поступающего в конденсатор, если такое использование предусмотрено конструкцией конденсатора. Номинальная электрическая мощность на режиме с тепловой нагрузкой в зависимости от пропускной способности ЧСД обеспечивается при производственном отборе пара, равном нулю или больше.

1.3.8. Ступенчатый подогрев сетевой воды

При ступенчатом подогреве общий подогрев сетевой воды осуществляется в нескольких последовательных ступенях (сетевых подогревателях) паром, отбираемым из турбины. Давление отбираемого пара определяется температурой воды на выходе из каждой ступени. Пар, отбираемый на первой по ходу воды ступени, имеет более низкое давление, что обеспечивает дополнительную выработку электроэнергии по сравнению с одноступенчатым подогревом, когда весь пар отбирается при давлении, определяемом конечной температурой сетевой воды.

Целью организации ступенчатого подогрева сетевой воды является дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, поэтому в качестве ступени подогрева рассматриваются только такие теплообменники, которые обеспечивают дополнительную выработку электроэнергии. В этом смысле не является ступенью сетевой подогреватель, питающийся редуцированным свежим паром, или пиковый водогрейный котел.

Ступенчатый подогрев сетевой воды аналогичен ступенчатому подогреву питательной воды, реализуемому многоступенчатой регенеративной системой. Отличия состоят в том, что нагрев сетевой воды в сетевых подогревателях невелик и составляет в среднем 40…50 °С вместо 150…250 °С в системе регенерации, а также в том, что для подогрева сетевой воды используется 70…80 % расхода свежего пара на турбоустановку, в то время как для целей регенерации – только 20…30 %.

Современные теплофикационные турбины имеют, как правило, два отопительных отбора: верхний и нижний. Разрешается работа как с включенными обоими отборами пара, так и с одним нижним отбором.

Турбины снабжены одним регулятором давления отопительных отборов пара и имеют один регулирующий орган, расположенный перед ЧНД в нижней камере отбора. Поэтому регулируемое давление (или температуру подогрева сетевой воды) одновременно можно поддерживать только в одном из двух отопительных отборов, а именно: в верхнем – при обоих включенных отборах пара, в нижнем – при выключенном верхнем отборе.

Распределение тепловой нагрузки между верхним и нижним отборами определяется размерами проточной части ступеней, расположенных между отборами, а также недогревами воды до температуры насыщения в сетевых подогревателях и сопротивлением трубопроводов отопительных отборов пара. Поэтому в условиях эксплуатации распределение тепловой нагрузки устанавливается в зависимости от режима работы турбины, а именно: температуры сетевой воды до и после подогревателей, расхода сетевой воды, электрической мощности, и не может быть произвольно изменено без соответствующего изменения режима работы турбины.

1.3.9. Показатели тепловой экономичности

Экономичность выработки тепловой энергии определяется по фактическому расходу теплоты с добавлением потерь, непосредственно связанных с производством теплоты на ТЭЦ: потери в котле, трубопроводах, расход энергии на насосы и т. п. Согласно принятой методике, экономия от комбинированной выработки относится к электрической энергии.

Изменение эффективности теплофикационной турбины не влияет на экономичность выработки тепловой энергии, поскольку относимые к отпуску теплоты потери находятся вне турбоагрегата, и отражаются только на показателях экономичности выработки электроэнергии. Поэтому тепловая экономичность теплофикационных турбин характеризуется эффективностью выработки (или отпуска от ТЭЦ) электрической энергии, и, соответственно, показатели тепловой экономичности также относятся только к выработке (или отпуску) электроэнергии.

Широко применяются следующие показатели тепловой экономичности: удельный расход пара d_e, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии q_e, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $Э$, относительная экономия теплоты ε.

Удельный расход пара

$$d_e = G_{\text{тур}}/N_e,$$

где $G_{\text{тур}}$ — расход свежего пара, N_e — мощность турбины на выводах генератора, определяемая для характерных режимов работы турбоагрегата. Для заданного режима d_e зависит от совершенства турбоагрегата. Так, например, при увеличении КПД проточной части мощность турбины при том же расходе свежего пара возрастает и соответственно уменьшается d_e.

Удельный расход пара является гарантийным показателем тепловой экономичности теплофикационных турбоагрегатов. Как показатель тепловой экономичности удельный расход пара имеет тот недостаток, что не позволяет судить о сравнительной экономичности сопоставляемых турбин, так как численное значение d_e зависит от тепловой нагрузки и давления в регулируемом отборе.

Недостатком d_e как показателя тепловой экономичности теплофикационной турбины является также и то, что по его изменению нельзя непосредственно без дополнительных расчетов определить экономию топлива на ТЭЦ.

Удельный расход теплоты

$$q_e = \frac{Q_{\text{тур}} - Q_{\text{от}}}{N_e},$$

где $Q_{\text{тур}}$ – расход теплоты на турбину; $Q_{\text{от}}$ – тепловая нагрузка.

При известных значениях КПД котельной установки $\eta_{ку}$ и теплового потока $\eta_{тп}$, удельный расход теплоты позволяет непосредственно определить удельный расход топлива на выработанный 1 кВт · ч:

$$b_e = \frac{q_e}{29310\eta_{ку}\eta_{тп}},$$

а по изменению q_e можно определить изменение расхода условного топлива

$$\Delta B = \frac{\Delta q_e N_e n}{29310\eta_{ку}\eta_{тп}},$$

где n — число часов работы турбоагрегата.

В теплофикационных турбинах расход свежего пара можно разделить на два потока: первый поток, который после использования в турбине поступает на тепловое потребление, и второй — поступающий в конденсатор, охлаждаемый циркуляционной водой. Для потока пара, поступающего на тепловое потребление, теплота отработавшего пара полезно используется на производстве тепловой энергии. Поэтому удельный расход теплоты на выработку электроэнергии для этого потока — $q_т$ отличается от теплового эквивалента 3600 кДж/(кВт·ч) на сравнительно малую величину механических потерь в генераторе и на излучение. Удельный расход теплоты для потока, поступающего в конденсатор, $q_к$ включает потери теплоты с отработавшим паром в конденсаторе и поэтому значительно больше, чем $q_т$ (для современных турбин $q_к/q_т$ = 1,7÷2,5).

На теплофикационных режимах работы турбины, когда имеют место оба потока, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии определяется зависимостью

$$q_e = \frac{q_т N_т + q_к N_к}{N_т + N_к},$$

где $N_т$, $N_к$ — мощность, развиваемая потоком пара, поступающим на тепловое потребление (мощность, развиваемая на тепловом потреблении), и мощность потока пара, поступающего в конденсатор.

Удельный расход теплоты и, соответственно, удельный расход топлива на выработку электроэнергии зависят прежде всего от соотношения обоих потоков, то есть от отношения между тепловой и электрической нагрузками турбины. Так, например, с увеличением тепловой нагрузки возрастает отношение $N_т/N_к$ и, поскольку $q_т<q_к$ удельный расход теплоты q_e уменьшается. С увеличением доли электрической нагрузки q_e возрастает.

Для конденсационных турбин удельный расход теплоты является гарантийным показателем тепловой экономичности и однозначно характеризует совершенство оборудования. Для теплофикационных турбин удельный расход теплоты зависит от соотношения между тепловой и электрической нагрузкой и в меньшей степени от совершенства турбины. Эффективность выполнения теплофикационного турбоагрегата оказывает влияние на значение q_e только на режимах с большими пропусками пара в конденсатор. С уменьшением конденсационной мощности это влияние падает, а на режимах, когда потери теплоты в конденсаторе отсутствуют, в том числе для турбин с противодавлением, совершенство конструкции турбоагрегата и параметры свежего пара практически не влияют на q_e.

В теплофикационных турбинах имеется как минимум два гарантийных режима – это конденсационный режим, для которого приводится величина q_e, и теплофикационный режим для работы турбины по тепловому графику.

Обязательно в гарантийном режиме указывается величина тепловой нагрузки, давление в отопительном отборе, температура обратной сетевой воды, давление в производственном отборе, величина производственного отбора пара и температура возврата конденсата производственного отбора в систему регенерации.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$Э = N_т / Q_{от}$$

где $N_т$ — мощность, развиваемая на тепловом потреблении, включая мощность соответствующих регенеративных отборов; $Q_{от}$ — тепловая нагрузка.

В теплофикационных турбинах с регулируемыми отборами пара и конденсационной установкой, на режимах с использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор, а также в турбинах с противодавлением вся мощность является мощностью, развиваемой на тепловом потреблении.

На режимах с охлаждением конденсатора циркуляционной водой, когда имеются оба потока — поступающий к тепловому потребителю и идущий в конденсатор — мощность на тепловом потреблении определяется, исходя из условного деления регенеративных отборов, общих для обоих потоков, пропорционально отношению этих потоков.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении характеризует совершенство турбоагрегата на теплофикационном режиме. При повышении параметров свежего пара, увеличении КПД проточной части, усовершенствовании тепловой схемы значение $Э$ возрастает, причем наибольшее влияние имеет начальное давление. Удельная выработка электроэнергии зависит также и от режима работы турбины. Из режимных факторов наиболее существенным является давление отбираемого пара.

Конденсационный расход пара также влияет на значение $Э$. При той же тепловой нагрузке с увеличением конденсационного расхода возрастает давление пара в регенеративных отборах и соответственно увеличивается температура подогрева питательной воды, чему будет соответствовать большая суммарная величина регенеративных отборов и большая мощность, развиваемая на тепловом потреблении, и, следовательно, большая величина $Э$. Некоторое дополнительное увеличение $Э$ имеет место из-за повышения КПД проточной части при увеличении общего расхода пара на турбину.

Параметр «удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении», характеризующий совершенство турбины на теплофикационных режимах, широко применяется в качестве показателя тепловой экономичности теплофикационных турбин. Достоинством этого параметра является также и то, что по изменению $Э$ возможно непосредственное определение изменения расхода топлива на ТЭЦ. Однако применительно к теплофикационным турбинам с регулируемыми отборами пара показатель $Э$ имеет тот недостаток, что характеризует экономичность только теплофикационного потока пара и поэтому не определяет экономичности турбоагрегата в целом. Определенные трудности возникают и при определении $Э$ непосредственно в ходе эксплуатации или по данным испытаний

турбоагрегата.

Относительная экономия теплоты при равной выработке тепловой и электрической энергии

$$\varepsilon = \frac{Q_{тур1} - Q_{тур2}}{Q_{тур1}},$$

где 1 и 2 относятся к сопоставляемым турбинам.

Для конденсационных турбин величина ε может быть определена:

$$\varepsilon = \frac{q_{e1} - q_{e2}}{q_{e1}}.$$

Величина ε непосредственно выражает конечную цель повышения тепловой экономичности оборудования и отражает степень совершенства теплофикационного турбоагрегата и особенности режимов его работы. Эта величина широко применяется при сопоставлении турбин и оценке эффективности отдельных решений, направленных на повышение экономичности.

1.3.10. Диаграммы режимов работы турбины

Диаграмма режимов работы турбин в графической форме выражает зависимость между расходом свежего пара, электрической мощностью, тепловой нагрузкой турбоагрегатов и другими параметрами, определяющими режим работы турбоустановок и их тепловую экономичность. При построении диаграммы учитывается работа каждого конкретного турбоагрегата в целом, включая конденсационную установку и систему подогрева питательной воды. Наличие диаграммы позволяет выделить область возможных режимов работы турбоустановки и определить тепловую экономичность каждого из них. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная для большого круга практических задач точность определили широкое использование диаграммы режимов при проектировании и эксплуатации ТЭЦ.

Построение диаграммы режимов выполняется на основании расчетов тепловых балансов переменных режимов работы турбоагрегата. Возможно построение диаграммы режимов также и по результатам тепловых испытаний турбоагрегатов. В этом случае учитываются особенности условий эксплуатации и фактический уровень экономичности испытанной турбины, поэтому такая диаграмма может отличаться от заводской, относящейся к расчетным условиям эксплуатации и расчетной экономичности турбоагрегата.

Количество параметров, определяющих тепловую экономичность турбоагрегата, сравнительно велико. Кроме расхода пара $G_{тур}$, электрической мощности N_e и тепловой нагрузки $Q_т$, ими являются: давления в регулируемых отборах $p_п$, $p_т$, температура $t_о$ и давление $p_о$ свежего пара, количество $W_{ох.в}$ и температура $t_{ох.в}$ циркуляционной воды и т. д. Соответственно диаграммы режимов в общем случае должны выражать зависимость

$$F(G_{тур}, N_e, Q_т, p_п, p_т, p_о, t_о, W_{ох.в}, t_{ох.в}) = 0.$$

Уравнение может быть изображено на плоскости без искажений при числе членов $n \leq 3$. Если $n > 3$, изображение диаграммы режимов на плоскости может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных на приближенные зависимости, что вносит погрешность в диаграмму режимов, тем большую, чем больше число переменных уравнения. Поэтому целесообразно

ограничить число независимых параметров, участвующих в формировании диаграммы режимов.

Учитывая неравноценность влияния отдельных параметров и необходимость обеспечения конечной высокой точности, диаграмму режимов обычно выполняют в виде нескольких самостоятельных графиков. Основной график, обычно называемый диаграммой режимов, выражает связь между ограниченным числом параметров, имеющих наибольшее влияние на экономичность турбоагрегата. Дополнительные графики, называемые поправочными кривыми к диаграмме режимов, определяют влияние изменения каждого из остальных параметров на мощность турбины. В состав диаграммы режимов входят также некоторые вспомогательные кривые, в том числе зависимость температуры питательной воды от расхода свежего пара, возможное минимальное давление в регулируемом отборе пара в зависимости от расхода пара, величины отбора пара.

Основная диаграмма может быть выполнена с высокой точностью, поскольку число переменных величин ограничено. Поправочные кривые выполняются обычно с большей погрешностью, в частности, влияние каждого из параметров рассматривается изолированно, без учета взаимодействия остальных параметров, что существенно упрощает как расчет поправки, так и ее графическое изображение. Погрешность «поправочной кривой» незначительно увеличивает общую погрешность диаграммы режимов, так как абсолютные величины самих поправок составляют, как правило, несколько процентов от общей мощности турбины.

При построении диаграммы режимов обязательно учитываются особенности каждого типа теплофикационных турбин.

Поправочные кривые позволяют учесть влияние изменения параметров свежего пара, давления в отборе, температуры охлаждающей воды, наличие дополнительных нерегулируемых отборов пара и т. п. на тепловую экономичность работы турбины. Поправочные кривые представляют собой зависимости между изменением рассматриваемых параметров и соответствующим изменением мощности турбины (поправка к мощности); они определяются при неизменных расходах свежего пара и регулируемого отбора, а также при номинальных значениях всех остальных параметров на основании приближенных расчетов или по данным испытаний. При расчете поправок учитываются только те факторы, которые оказывают основное влияние на поправки.

Диаграмма режимов паровых турбин для ПГУ имеет ряд особенностей.

Количество параметров, определяющих тепловую экономичность турбоагрегата для ПГУ, как двухконтурной, так и трехконтурной с промежуточным перегревом пара, значительно выше. Кроме расхода высокого давления $G_{ВД}$, электрической мощности, тепловой нагрузки турбоагрегатов, ими является расход пара среднего давления $G_{СД}$ (для трехконтурной ПГУ), расход пара низкого давления $G_{НД}$, температура пара высокого давления $t_{ВД}$, температура пара промперегрева $t_{ПП}$ (для трехконтурной ПГУ), температура пара низкого давления $t_{НД}$, давление пара ВД $P_{ВД}$ и в отопительном отборе, температура обратной сетевой воды τ_2, $t_{ов}$, $W_{ов}$, а также температура наружного воздуха $t_{нв}$.

Соответственно диаграмма режимов турбины типа «Т» для ПГУ в общем случае выражает зависимость

$$F(G_{ВД}, G_{СД}, G_{НД}, N_e, Q_т, P_т, t_{ВД}, P_{ВД}, t_{ПП}, t_{НД}, \tau_2, W_{ов}, t_{ов}) = 0.$$

К основным переменным для построения диаграммы режимов турбин для ПГУ обычно принимаются $G_{ВД}$, $G_{СД}$, $G_{НД}$, $Q_т$, которые с достаточно большой степенью точности определяют $N_{eт}$ на теплофикационных режимах. Остальные параметры приняты постоянными.

Дополнительная сложность построения диаграммы режимов турбин для ПГУ состоит в том, что турбина работает на скользящих параметрах пара, что связано с изменением не только параметров ВД, СД и НД, но и их расходов пара. Облегчающим обстоятельством является то, что по условиям работы котла-утилизатора (КУ) давление пара контура НД должно поддерживаться органами паровпуска НД турбины постоянным при определенной температуре.

Особенность построения поправок в диаграммах режимов турбин для ПГУ состоит в том, что поправка также строится в трех квадрантах.

Ту же функциональную зависимость расхода теплоты на турбину от электрической мощности и тепловой нагрузки, что и диаграммы режимов, но не в графической, а в аналитической форме, выражают энергетические характеристики, которые находят широкое применение при исследовании переменного режима работы турбоагрегата, решении задач оптимизации состава оборудования и распределения нагрузки между агрегатами тепловых электростанций.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 1

1. Напишите выражение для термодинамического КПД цикла Ренкина и электрического КПД турбоагрегата.
2. Назовите основные типы паротурбинных установок.
3. Объясните принцип действия паротурбинных установки с приключенными паровыми турбинами. Чем обусловлена возможность их применения?
4. Перечислите основные типы парогазовых установок и их преимущества по сравнению с ПТУ.
5. Какой тип ПГУ самый эффективный и распространенный на сегодняшний день? Напишите выражение для внутреннего КПД установок данного типа.
6. Назовите варианты модернизации действующих ТЭС путем перевода ПТУ в ПГУ.
7. Что означает термин теплофикация? В чем преимущество теплофикационных паровых турбин по сравнению с конденсационными?
8. Перечислите виды тепловой нагрузки на ТЭЦ и режимы работы теплофикационных паровых турбин.
9. Поясните термин «ступенчатый подогрев сетевой воды».
10. Для чего нужна диаграмма режимов работы турбины?

ГЛАВА 2. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ТУРБОУСТАНОВОК

2.1. Цилиндры

Количество цилиндров турбины выбирается конструктивно. При выборе учитываются следующие основные факторы:

- необходимость (или ее отсутствие) использования существующего фундамента;
- строительные размеры машинного зала ТЭЦ, размеры ячейки турбоустановки;
- параметры и расходы свежего пара, величина противодавления, количество регулируемых и нерегулируемых отборов пара в турбине данного типа и параметры пара в отборах;
- оптимальное значение разделительного давления пара между цилиндрами;
- оптимальная литейная и сварочная технологичность цилиндра и контролируемость его отдельных частей;
- оптимальная длина ротора как с точки зрения металлургической технологичности, так и по конструктивным требованиям минимизации напряжений и статического прогиба ротора;
- габариты цилиндра, определяющие возможности его внутрицеховых перемещений и перевозки от завода до заказчика;
- габариты внутренней полости цилиндра, напрямую связанные с габаритами размещаемого в цилиндре ротора и размерами камер отборов;
- минимальные аэродинамические потери в отсеках цилиндра;
- оптимальное распределение теплоперепадов по ступеням в достаточном количестве цилиндров.

В настоящее время с учетом вышеперечисленных факторов у большинства производителей турбины мощностью до 100 МВт выполняются большей частью одноцилиндровыми.

В практике широкое применение получили двухкорпусные цилиндры. Такая конструкция позволила сократить длину цилиндра и расстояние между опорами ротора, уменьшить потери с утечками пара через уплотнения, упростить конструкцию корпусов, частично компенсировать осевые усилия для одноцилиндровых турбин. Двухкорпусная конструкция цилиндра позволила оптимизировать выбор марки стали в зависимости от параметров пара в каждом корпусе, уменьшить толщину стенки корпусов, что повысило маневренность турбины. Переход к двухкорпусным конструкциям стал логическим продолжением конструкторских решений, использованных ранее в турбинах УТЗ в турбинах Т-250/300-240, Р-100-130/15, ПТ-140/165-130, Т-185/210-130.

В зависимости от технологии изготовления корпусы цилиндров разделяются на литые, сварно-литые и сварные. Выбор конструкции каждого корпуса определен реальным уровнем развития соответствующих технологий на заводе и целесообразностью их применения. Конфигурация каждого литого корпуса цилиндра, наряду с необходимостью обеспечить требования, предъявляемые расчетами проточной части, обеспечивает направленное затвердевание отливки,

минимизацию количества отъемных частей в стержневой части модельного комплекта, оптимизацию величин литейных радиусов и переходов, количества литников, выпоров и литейных перепусков металла.

Все литые корпуса цилиндров турбин перед механической обработкой в обязательном порядке подвергаются входному контролю в объеме, определенном ОСТ 108.961-02–79, предусматривающим контроль:

1) механических характеристик материала на образцах, вырезанных из пробных планок;

2) геометрических размеров отливки;

3) сплошности металла литого корпуса, в том числе:

- радиационный контроль спинки цилиндра на участке шириной 500 мм;
- УЗК фланцев и кантовочных цапф;
- УЗК концов всех патрубков;
- магнитопорошковую дефектоскопию (МПД) радиусных переходов.

Обнаруженные дефекты литья «выбираются» (как правило, высверливаются или фрезеруются, поскольку удаление дефектов огневым способом, например, угольными электродами, приводит к возникновению новых дополнительных дефектов) до чистого металла и затем завариваются по принятой на заводе технологии. При объеме «заварок» более 2000 см^3 заготовка корпуса цилиндра подвергается объемной термообработке в печи.

Согласно РД 10–577–03 «Типовая инструкция по контролю и продлению срока службы металла основных элементов котлов, турбин и трубопроводов» ресурс жаропрочности металла корпусов ЦВД турбин, работающих при параметрах пара 12,8 МПа, 565 ^{0}С, установлен 220 тыс. ч; для турбин с параметрами пара 8,8 МПа, 535 ^{0}С – 270 тыс. ч («парковый ресурс»). Совместные исследования УТЗ, Свердловэнерго, ВТИ и ЦНИИТМАШ, проведенные в 1995…1998 гг., подтвердили это значение как близкое к предельному. Обобщение результатов этих исследований показало, что продление эксплуатации цилиндров турбин возможно только на основе определения индивидуальных характеристик металла конкретных корпусов цилиндров или после восстановительной термообработки, или после сопряженного снижения температуры и давления свежего пара. В каждом конкретном случае решение целесообразно принимать с учетом мнений заводов-изготовителей и представителей специализированных организаций.

Для примера, ниже представлены конструктивные особенности цилиндров турбин, выпускаемых УТЗ в настоящее время.

Унифицированный цилиндр (рис. 2.1), состоящий из наружного и внутреннего корпусов, применен в турбинах Т-63/76-8,8, Т-40/50-8,8, К-60-12,8.

Внутренний корпус цилиндра (рис. 2.2) – литой, состоит из верхней и нижней половин, соединенных горизонтальным фланцевым разъемом, на котором выполнена обнизка для улучшения прогрева фланцев и шпилек. Во внутренней полости корпуса размещены кольцевая камера паровпуска и диафрагмы двенадцати ступеней давления без обойм. Камера паровпуска образована литой внешней оболочкой корпуса и кованой внутренней оболочкой, установленной в расточках внешней оболочки. Внутренняя оболочка является одновременно обоймой промежуточного уплотнения между внутренним и наружным корпусами цилиндра. Горизонтальные разъемы корпуса и внутренней оболочки – обоймы –

стягиваются «на горячо» шпильками из стали 20Х1М1Ф1ТР (ЭП-182). Повторяемость сборки обеспечена призонными болтами. Установлены также отжимные болты.

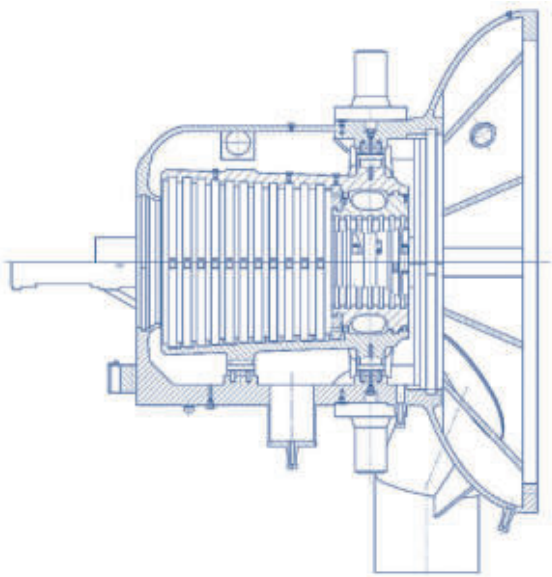


Рис. 2.1. Продольный разрез паровпускной части цилиндра турбины Т-63/76-8,8



Рис. 2.2. Твердотельная модель внутреннего корпуса цилиндра турбины Т-63/76-8,8

Подвод пара во внутренний корпус осуществляется через наружный корпус четырьмя патрубками – по два в каждой половине. Нижняя половина внутреннего корпуса цилиндра опирается на опорные площадки наружного корпуса четырьмя лапами – две из них расположены перпендикулярно оси расточек корпуса на оси паровпуска, а еще две выполнены аксиально на торце корпуса со стороны выхода пара из внутреннего корпуса параллельно оси цилиндра. На обеих половинах устанавливаются продольные шпонки, обеспечивающие соосность наружного и

внутреннего корпусов цилиндра. Для перемещения корпуса при его изготовлении, монтаже и ремонтах предусмотрены цапфы, отлитые заодно с половинами корпуса. Форма литого корпуса обеспечивает направленное затвердевание заливаемого металла в направлении от спинки цилиндра к горизонтальному разъему. Литниковая система при заливке металла размещается на горизонтальном разъеме цилиндра. Усадочные раковины в литниковой зоне удаляются механической обработкой. Наличие, величина и расположение литейных дефектов, а также полнота их удаления контролируются ультразвуковой дефектоскопией. Механические характеристики определяются на образцах, отбираемых от пробных планок, размещаемых на фланце горизонтального разъема. Стержневая система не содержит отъемных стержней.

Фланцы горизонтального разъема контролируются методом ультразвуковой дефектоскопии, спинка цилиндра на ширине 500 мм – методом гамма-скопии, проводятся магнитопорошковая дефектоскопия радиусных переходов и ультразвуковой контроль подъемных цапф. При сверлении отверстий под шпильки в верхней и нижней половинах цилиндра сплошность металла во фланцах дополнительно контролируется традиционным методом «по стружке» (по дроблению стружки) и визуальным контролем поверхностей отверстия.

Параметры свежего пара и требования обеспечить ресурс жаропрочности не ниже 220 тыс. ч определили марку и прочностные характеристики материала литого внутреннего корпуса. Для турбин типа Т-63/76-8,8 внутренний корпус цилиндра выполнен из стали 15Х1М1ФЛ, турбин К-60-12,8 и К-65-12,8 – из стали 12Х10В1М1ФБА.

Наружный корпус цилиндра – сварной из углеродистой стали, состоит из верхней и нижней половин, соединяемых фланцем горизонтального разъема. Торцевая стенка со стороны концевого уплотнения изготовлена из эллиптического штампованного днища, что позволило при умеренной толщине стенки обеспечить низкий уровень напряжений от внутреннего давления. Аналогичным образом с помощью эллиптической штампованной оболочки образована камера верхнего теплофикационного отбора. Из камеры верхнего отбора пар отводится на ПСГ-2 трубопроводом *DN* 1000, к верхней и нижней половинам фланцами присоединяются узлы паровпуска – по два в верхней и нижней половинах. Паровая плотность между патрубком узла паровпуска и паровпускным патрубком внутреннего цилиндра обеспечена поршневыми кольцами (рис. 2.3). Соосность расточек паровпускных патрубков наружного и внутреннего корпусов цилиндра обеспечивается совместной механической обработкой.

В нижней половине корпуса цилиндра выполнены опорные лапы. В межкорпусное пространство подается пар контура НД от КУ двумя патрубками, присоединенными к наружному корпусу цилиндра на правой и левой сторонах цилиндра. Направление парового потока из контура НД – тангенциальное относительно межкорпусного пространства, тем самым создается кольцевой вихрь, обеспечивающий перемешивание основного потока пара контура ВД, уже прошедшего проточную часть внутреннего корпуса, и пара контура НД.

На нижней половине установлен патрубок, который может быть использован для осуществления отбора пара при необходимости.

Средняя часть наружного корпуса – сварная из углеродистой стали. На ней установлены два патрубка нижнего теплофикационного отбора *DN* 1000, кронштейн сервомотора низкого давления и рычажная система привода поворотной диафрагмы. Средняя часть соединяется с паровпускной частью и с выхлопным патрубком вертикальным фланцевым соединением. Повторяемость сборки вертикальных фланцев при монтаже и ремонтах обеспечивается штифтами.

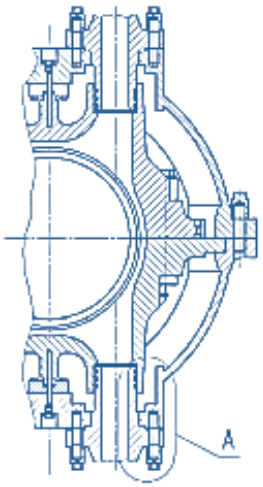


Рис. 2.3. Поперечный разрез двухкорпусного цилиндра турбин Т-63/76-8,8 и Т-40/50-8,8 по паровпуску

Выхлопной патрубок – также сварной из углеродистой стали. Традиционно включает в себя диффузор за последней ступенью, обтекатели, силовые и аэродинамические ребра. Корпус заднего подшипника является его составной частью.

Со стороны средней части на выхлопном патрубке выполнены две отдельные опорные лапы. Со стороны генератора выхлопной патрубок имеет единую опорную лапу протяженностью во всю ширину патрубка.

Цилиндр турбины свободно опирается лапами наружного корпуса на стойки, выполненные отдельно от корпуса переднего подшипника, но заодно с фундаментной рамой, через плиты скольжения из стали марки 18Х2Н4М, закаленной до твердости НВ 302-341. Опорными лапами выхлопного патрубка цилиндр опирается непосредственно на соответствующие фундаментные рамы (рис. 2.4). На задней фундаментной раме размещена продольная шпонка. Между наружным корпусом цилиндра и корпусам переднего подшипника установлены продольная и вертикальная шпонки. Эти шпонки фиксируют продольную ось турбины и определяют направление ее теплового расширения. Поперечные шпонки расположены под передними лапами выхлопного патрубка. Пересечение осей продольных и поперечных шпонок образуют фикс-пункт турбины. Тепловое расширение турбины происходит от фикс-пункта главным образом в сторону переднего подшипника и частично – в сторону генератора. В передних лапах корпуса цилиндра установлены еще две поперечные шпонки, перемещающие корпус переднего подшипника при тепловых расширениях цилиндра.

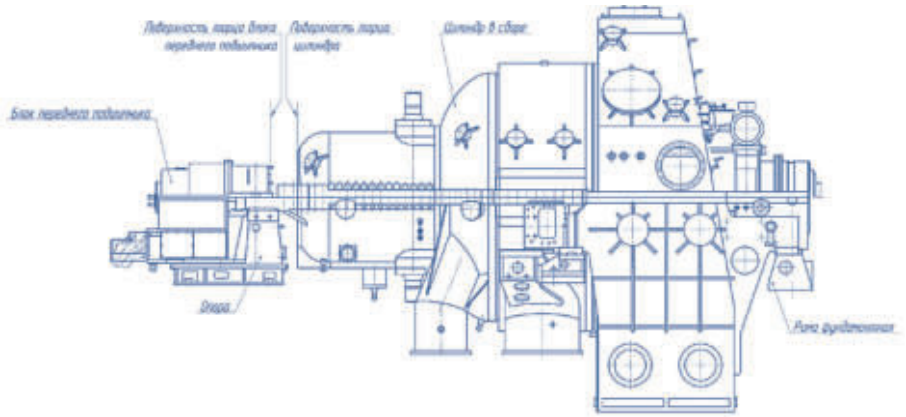


Рис. 2.4. Установка турбины Т-40/50-8,8 на фундаментные рамы

Весовая нагрузка от цилиндра передается на опорные стойки, что уменьшает силу трения под опорой корпуса переднего подшипника. Для этой же цели перемещение корпуса переднего подшипника происходит по закаленным до твердости НВ 320-360 стальным пластинам скольжения (коэффициент трения скольжения – 0,11...0,13). Кроме того, при необходимости наличие пластин скольжения может быть полезным для изменения высотного положения корпуса переднего подшипника при возможной просадке фундамента.

Паровпускная часть наружного корпуса цилиндра турбин Т-40/50-8,8 и К-60-12,8 конструктивно повторяет наружный корпус цилиндра турбины Т-63/76-8,8, но из-за различия проточных частей укорочена.

Для турбины К-60-12,8 с температурой свежего пара 550 ^{0}С наружный корпус выполнен сварным из стали 15ХМ.

Особенность наружного корпуса цилиндра турбины К-65-12,8 – его паровпускная часть выполнена литой из стали 20ХМЛ. Узлы паровпуска привариваются к патрубкам в верхней и нижней половинах наружного корпуса (рис. 2.5 и 2.6).



Рис. 2.5. Твердотельная модель верхней половины наружного корпуса цилиндра турбины

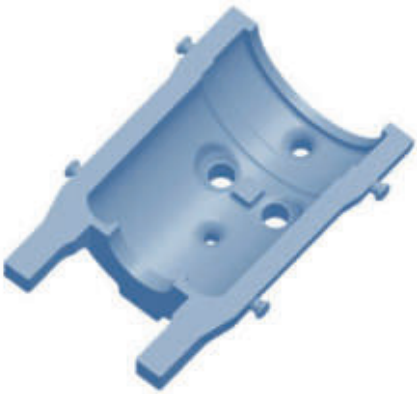


Рис. 2.6. Твердотельная модель нижней половины наружного корпуса цилиндра турбины

ЦВД турбины Т-125/150-12,8 – двухкорпусный. Оба корпуса – литые из стали марки 15Х1М1ФЛ. Внутренний корпус цилиндра (рис. 2.7) четырьмя лапами опирается на опорные площадки, выполненные на фланцах наружного корпуса цилиндра (рис. 2.8) со стороны проточной части, центрируется относительно наружного корпуса продольной шпонкой. В его расточках установлены четыре диафрагмы регулирующего отсека. В четыре паровпускных патрубка (по два в верхней и нижней половинах) входят патрубки узлов паровпуска, уплотняемых поршневыми кольцами.



Рис. 2.7. Твердотельная модель внутреннего корпуса ЦВД турбины Т-125/150-12,8

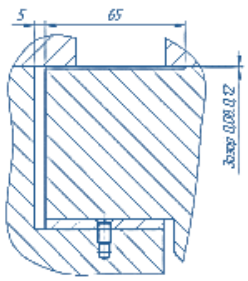


Рис. 2.8. Узел опирания внутреннего корпуса на наружный корпус ЦВД турбины Т-125/150-12,8

Наружный корпус цилиндра четырьмя лапами опирается на опорные площадки корпусов подшипников. В его внутренней полости устанавливаются две обоймы диафрагм. К выхлопным патрубкам цилиндра привариваются два литых тройника, распределяющие выходящий пар по четырем пароперепускным трубам СД. Для более равномерного прогрева металла ЦВД при пусках из холодного состояния либо для выравнивания температурных удлинений ЦВД и РВД к фланцам ЦВД присоединяется трубопровод обогрева фланцев и шпилек, через который в углубленные обнизки фланцев подается греющий пар.

ЦСД – однокорпусный, включает в себя литую паровпускную часть из стали марки 20ГСЛ (рис. 2.9) и сварную выхлопную часть (рис. 2.10), выполненную с применением штампованных эллиптических днищ. Из выхлопной части пар перепускается в ЦНД двумя трубами *DN* 1500 и тремя трубами (2 × *DN* 1000 и 1 × *DN* 800) в нижний и верхний теплофикационные отборы. Из паровпускной части и из выхлопной части осуществляются также отборы на регенерацию.

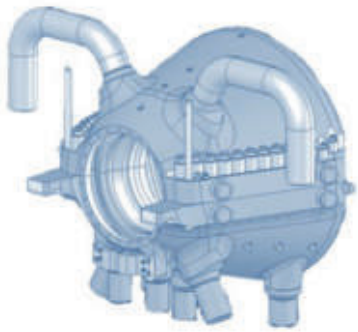


Рис. 2.9. Твердотельная модель паровпускной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8

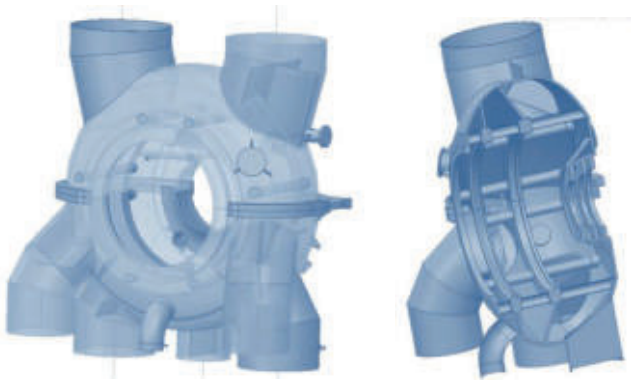


Рис. 2.10. Твердотельная модель выхлопной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Передними лапами ЦСД опирается на корпус среднего подшипника, а задними лапами – на опорные площадки выхлопного патрубка.

ЦНД состоит из трех частей: средней части, унифицированной с турбиной Т-100-130, и двух выхлопных патрубков, соединенных между собой вертикальными фланцами. Все части корпуса ЦНД – сварные из углеродистой стали.

С целью снижения аэродинамических потерь, металлоемкости и трудоемкости изготовления в конструкции корпусов выхлопных патрубков использованы штампованные эллиптические днища (рис. 2.11). Жесткость выхлопных патрубков корпуса цилиндра создается системой стержней, минимально влияющих на аэродинамику парового потока. Принятая конструкция выхлопных патрубков позволила снизить коэффициент полных потерь по сравнению с выхлопными патрубками турбины Т-120/130-130-8МО примерно на 30 %, а также снизить металлоемкость ЦНД примерно на 15 %.

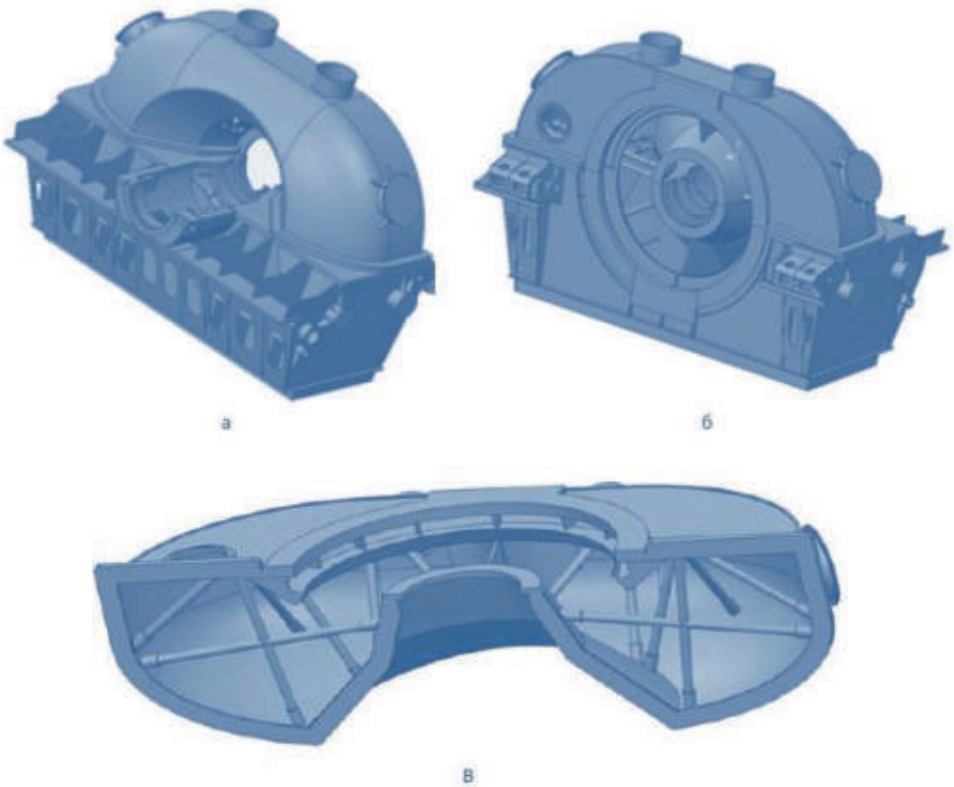


Рис. 2.11. Твердотельная модель выхлопного патрубка ЦНД турбины Т-125/150-12,8: а – вид со стороны генератора; б – вид со стороны вертикального фланца, соединяющего патрубок со средней частью ЦНД; в – вид на стержневую систему

Корпусы подшипников встроены в выхлопные патрубки. В выхлопных патрубках установлена заградительная система подачи охлаждающего пара к лопаткам последних ступеней. Ее работой управляет импульс от термопар, измеряющих температуру рабочих лопаток над их верхними сечениями. Дополнительно измеряется температура выхлопного патрубка (металла и парового пространства) за выходными кромками рабочих лопаток последних ступеней.

В составе турбины Т-120/130-130-8МО – три цилиндра: литой ЦВД, сварно-литой ЦСД и сварной ЦНД. Литой – из стали 15Х1М1ФЛ ЦВД, модернизирован для установки в него проточной части с одновенечной регулирующей ступенью. Цилиндр ВД – безобойменной конструкции, не имеет патрубков регенеративных

отборов. ЦСД состоит из сварно-литой (в необходимых случаях – литой, в зависимости от возможности получения литой заготовки) паровпускной части и присоединенной к ней вертикальным фланцем сварной выхлопной части, конструкцию которой определил радиальный диффузор, направляющий пар в нижний теплофикационный отбор и в ЦНД, состоящий из средней части и двух выхлопных патрубков.

Цилиндры турбин Т-50/60-8,8, К-63-8,8 и Тп-35/40-8,8 – однокорпусные. Паровпускная часть – литая из стали 15Х1М1ФЛ (рис. 2.12). Внутренний корпус ЦВД, средняя часть и выхлопной патрубок – сварные из углеродистой стали. Интересно отметить, что конструкция литой части корпуса цилиндра с небольшими изменениями (примененный материал, изменение в размещении патрубков отсосов из уплотнений) повторяет цилиндр, использованный для реновации турбин типа ВПТ-25-90-4, а выхлопной патрубок корпуса цилиндра конструктивно сближает упоминаемые турбины с семейством турбин Т-100-130.

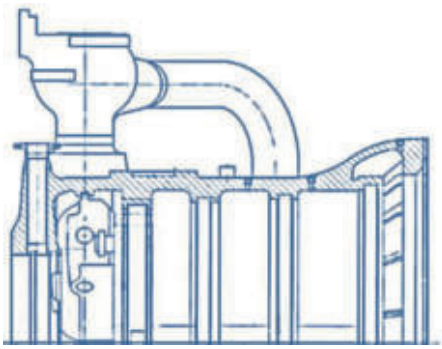


Рис. 2.12. Продольный разрез литой паровпускной части корпуса цилиндра турбины Тп-35/40-8,8

При разработке конструкций цилиндров турбины Т-295/335-23,5 решены задачи, поставленные заказчиком:

- установить турбину на существующий фундамент турбины Т-250/300-240;
- оптимизировать устройства для перемещения турбины при тепловых расширениях;
- исключить размывание направляющих лопаток первой ступени ЦСД-1.

Турбина Т-295/335-23,5 выполнена в четырех цилиндрах. Их габариты и присоединительные размеры такие же, как у цилиндров турбины Т-250/300-240. Более того, удалось добиться полной унификации наружного корпуса ЦВД (рис. 2.13), а также корпуса ЦСД-2 (рис. 2.14).

Для обеспечения ресурса по жаропрочности изменена марка стали литых внутреннего корпуса ЦВД и корпуса ЦСД-1 – применена сталь 12Х10ВМ1ФБА с пределом длительной прочности более 120 МПа при температуре 565 °С. Особенность физических свойств этой стали – более низкий коэффициент линейного расширения, чем у привычно применяемой стали 15Х1М1Ф1Л – потребовала применения крепежа горизонтальных разъемов из стали ЭИ 993Ш. Крепеж горизонтального разъема наружного корпуса цилиндра – из традиционно применяемой стали ЭП182.



а б

Рис. 2.13. Твердотельная модель наружного корпуса ЦВД турбины Т-295/335-23,5: а – нижняя половина; б – верхняя половина

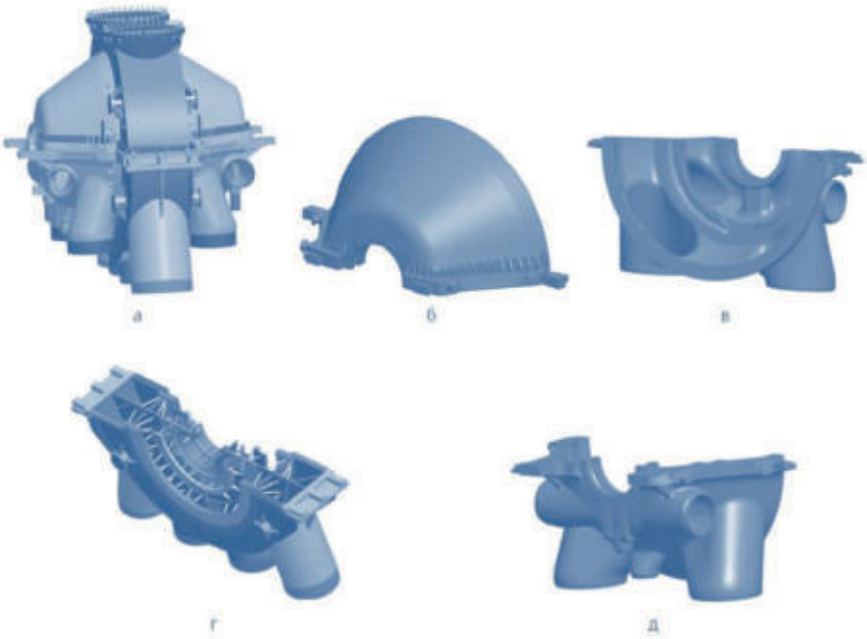


Рис. 2.14. Твердотельная модель наружного корпуса ЦСД-2 турбины Т-295/335-23,5: а – общий вид; б – верхняя половина паровпускной части; в, г – нижняя половина паровпускной части; д – нижняя половина выхлопной части

Хорошо известны недостатки турбины Т-250/300-240 – размыв выходных кромок лопаток направляющего аппарата 13-й ступени ЦСД-1 в их верхнем сечении и размыв козырька надбандажного уплотнения, приваренного к ободу направляющего аппарата на стороне выхода пара. Эрозию вызывал вынос в проточную часть продуктов коррозии и частиц котлового камня («кремневки»). Понятно, что появление в трубопроводах горячего промежуточного перегрева пара продуктов коррозии вызвано наличием кислорода, появляющегося в паре из-за его электролитической диссоциации при высокой температуре. Кроме того, появляющийся при этом атомарный водород приводит к возникновению водородной хрупкости на выходных кромках направляющих лопаток и на поверхности тела и обода направляющего аппарата. Не менее существенным оказалось и то обстоятельство, что суммарный вектор парового потока оказался

направленным от входной кромки направляющей лопатки в ее нижнем сечении к выходной кромке в ее верхнем сечении. Направленный таким образом вызывающий эрозию поток перерезал козырек. По предложению завода надбандажные козырьки диафрагм 13-й и 14-й ступеней ЦСД-1 были переставлены на сторону паровпуска диафрагм последующей ступени. При этом на диафрагме 15-й ступени ЦСД-1 были установлены надбандажные козырьки и на стороне паровпуска, и на стороне паровыпуска. Перерезание козырьков и аварийные остановы турбин, связанные с этим явлением, прекратились. Осмотром нескольких турбин было установлено, что литые поверхности паровпускной камеры ЦСД-1, не подвергающиеся мехобработке, при обычной точности выполнения геометрических размеров отливки габаритов ЦСД-1 (13-й класс точности) только усугубляли неудачное направление суммирующего вектора парового потока относительно направляющих лопаток. В некоторых случаях отклонения положения поверхности перекрывали на 10…15 % сечение парового канала на входе в направляющие лопатки. Для выравнивания направления парового потока на входе в направляющие лопатки в модели был установлен конфузор. Продувка модели дала достаточные результаты для изменения существующей конструкции, но на «живых» турбинах такая процедура оказалась чрезмерно трудоемкой.

В новой конструкции корпуса ЦСД-1 увеличено сечение кольцевой камеры паровпуска, выполнен входной конфузор перед входом в направляющие лопатки. Новое решение проверено методом математического моделирования. Результаты показаны на рисунках: поля скоростей в разных сечениях камеры паровпуска – рис. 2.15, соотношение геометрических размеров камер паровпуска турбин Т-250/300-240 и Т-295/335-23,5 – рис. 2.16.

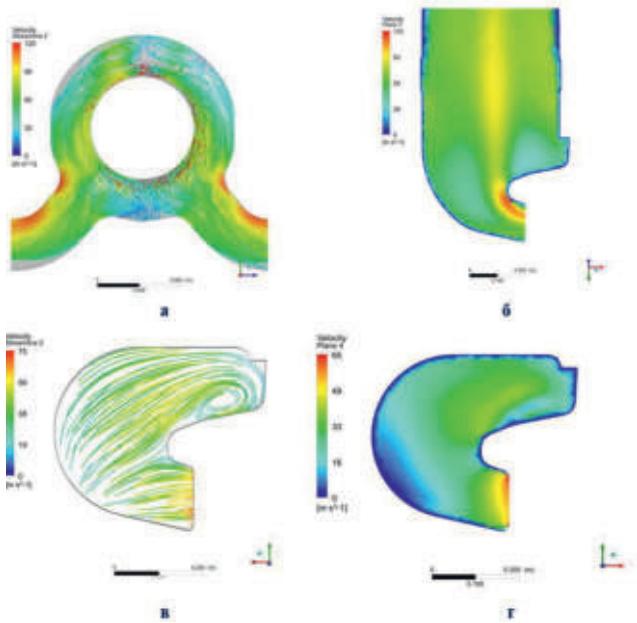


Рис. 2.15. Поля скоростей потока пара в паровпускной камере ЦСД-1 турбины Т-295/335-23,5: а – кольцевая часть камеры; б – вход в направляющий аппарат; в, г – верхняя часть кольцевой камеры в направлении вдоль оси турбины

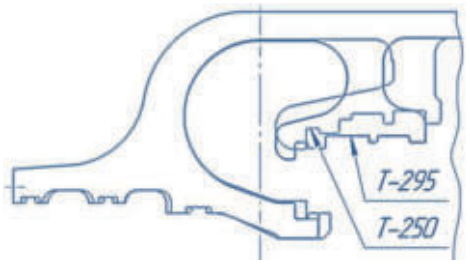


Рис. 2.16. Соотношение геометрических размеров камер паровпуска ЦСД-1 турбин Т-295/335-23,5 и Т-250/300-240

2.2. Сопловые и направляющие аппараты, диафрагмы, обоймы диафрагм и концевых уплотнений

В турбинах производства УТЗ типов Т-295/335-23,5; Т-125/150-12,8; Т-120/130-130-8МО; Т-60/65-130-2; Т-95/105-12,8; Тп-65/75-12,8; ПТ-60-8,9/1,9; Т-50/60-8,8; Тп-35/40-8,8; К-63-8,8 использовано сопловое парораспределение; в турбинах Т-63/76-8,8; КТ-63-7,7; Т-40/50-8,8; К-60-12,8; К-65-12,8; Т-35/55-1,6; К-110-1,6; К-17-0,16 – дроссельное.

В турбины с сопловым парораспределением подводимый через регулирующие органы (клапаны) свежий пар поступает через сопловой аппарат, установленный в сопловых коробках. Сопловой аппарат, у всех выпускаемых заводом в настоящее время турбин, состоит из четырех сегментов. Последовательность открытия клапанов на примере турбины Т-295/335-23,5 показана на рис. 2.17.

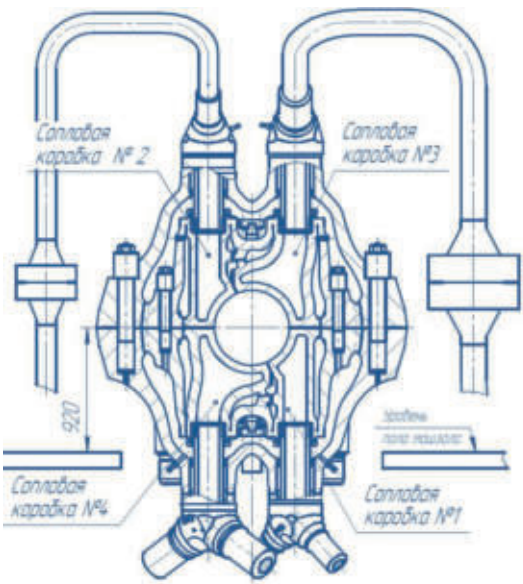


Рис. 2.17. Поперечный разрез по паровпуску ЦВД турбины Т-295/335-23,5

Номера сопловых коробок совпадают с очередностью открытия регулирующих клапанов. Сопловые сегменты – сварно-кованые (рис. 2.18).

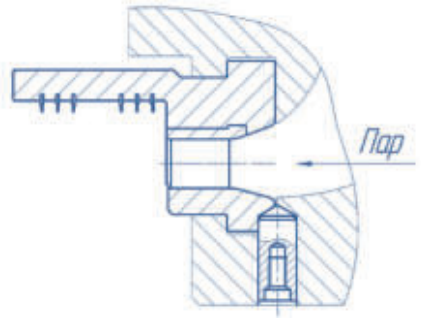


Рис. 2.18. Сегмент сопел в сборе, установленный в расточку сопловой коробки

Каждый из сегментов состоит из корпуса, в котором выполнены лопатки, образующие профильную часть соплового канала (рис. 2.19), покрывающих вставок с профильными окнами, закрывающими периферийную часть соплового канала, и приварного обода. Конфигурация покрывающих вставок исключает их перемещение внутри канала даже при разрушении сварных швов. Окончательная обработка сегментов производится после сварки и уточняется при сборке турбины по фактическим размерам (по профилю и осевому положению) установочного паза в сопловых коробках.



Рис. 2.19. Твердотельная модель профильной части сегмента сопел

Торцы сегментов, заведенных в расточки сопловых коробок (рис. 2.20), уплотняются специальными шпонками и распорными штифтами из стали 08Х18Н9Т или стали 12Х18Н10Т, имеющих больший коэффициент линейного расширения, чем материалы сопловых коробок (сталь 15Х1М1ФЛ) и сопловых аппаратов (сталь 20Х12ВНМФ или сталь 15Х11МФ).

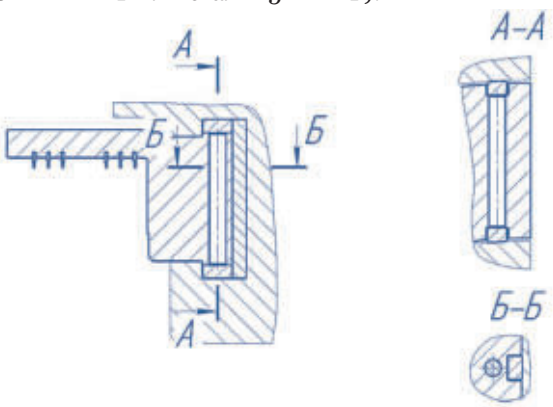


Рис. 2.20. Уплотнение торцов соплового аппарата

Благодаря этому уплотняется монтажный зазор между сопловыми коробками длинными шпонками, а распорный штифт прижимает короткие шпонки к стенкам паза. Положение сегмента в сопловой коробке фиксируется радиальным штифтом. Для выемки каждого сегмента из расточки предусмотрено гнездо для рым-болта. При длительной работе в среде свежего пара сегменты прикипают к расточкам, поэтому целесообразно устанавливать их на графитовой смазке. Выемка сегментов должна производиться без рывков, плавным приложением нагрузки с обстукиванием сегмента, так как под воздействием свежего пара сегменты не только прикипают, но и разводятся («расходятся»).

В турбинах УТЗ применяются направляющий аппарат двухвенечной регулирующей ступени ВД, направляющий аппарат первой ступени турбины с дроссельным и сопловым («квазидроссельным» – по терминологии, предложенной МЭИ) парораспределением и направляющий аппарат первой ступени СД [7]. Направляющий аппарат двухвенечной регулирующей ступени (рис. 2.21) состоит из кованой стальной обоймы (сталь 12Х1МФ) из двух половин с круговым Т-образным пазом.

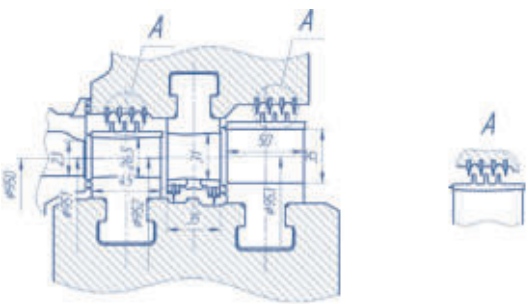


Рис. 2.21. Двухвенечная регулирующая ступень турбины Тп-35/40-8,8

В паз заведены направляющие лопатки с Т-образным хвостовиком, объединяемые в пакеты бандажами с уплотняющими гребнями. Бандажи крепятся к вершинам лопаток расклепкой шипов лопаток. По стыкам бандажей выполнен тепловой зазор 1±0,25 мм. Лопатки, расположенные у горизонтального разъема, фиксируются аксиальными штифтами. Обе половины обоймы направляющего аппарата подвешены у горизонтального разъема на лапках (нижняя и верхняя половины), с помощью которых обойма центрируется в вертикальном и поперечном направлениях, а также удерживаются от деформаций по диаметру относительно цилиндра. Поперечное положение обоймы фиксируется продольными шпонками, приваренными к половинкам цилиндра и зафиксированными штифтами. Аксиальное положение обоймы относительно соплового аппарата обеспечивается механической обработкой гребня обоймы при сборке турбины.

Направляющие аппараты ВД турбин с дроссельным и «квазидроссельным» парораспределением, а также направляющие аппараты СД состоят из сварной решетки, включающей в себя направляющие лопатки и бандажи, приваренной к наружному и внутреннему ободьям (рис. 2.22). На стороне паровыпуска направляющие аппараты снабжены козырьками, в которых устанавливаются надбандажные уплотнения.

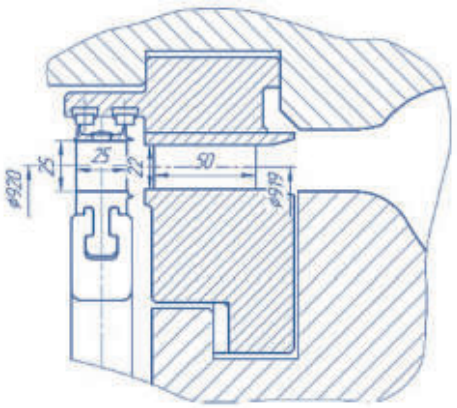


Рис. 2.22. Направляющий аппарат первой ступени турбины Тп-35/40-8,8

Особенность направляющего аппарата при «квазидроссельном» парораспределении, примененном в турбине Т-125/150-12,8, заключается в том, что в корпусе цилиндра не устанавливаются сопловые коробки. Пароподводящая камера представляет собой кольцевую полость, разделенную радиальными перегородками на четыре сегмента, в каждый из которых подается пар из соответствующего регулирующего клапана. Фактически это – сопловое парораспределение с максимальной конструктивно достижимой степенью парциальности.

Роль направляющего аппарата в каждой ступени выполняют диафрагмы. Предпочтительно применение стальных диафрагм во всем диапазоне температур пара проточной части. В отдельных случаях (в ЦНД турбины Т-295/335-23,5) все еще возможно применение чугунных диафрагм с залитыми стальными лопатками: опасность размыва чугуна в зоне примыкания его к стальным лопаткам невелика, поскольку продолжительность работы турбины в конденсационном режиме существенно меньше времени работы в теплофикационном режиме и в режиме с частичным пропуском пара в ЧНД.

Диафрагмы устанавливаются либо в расточках корпусов цилиндров, либо в расточках обойм.

Во всех выпускаемых в настоящее время турбинах УТЗ применяются стальные диафрагмы следующих конструктивных типов:

- со сварными решетками, состоящими из направляющих лопаток, вваренных в бандажи, приваренных к ободу и к телу диафрагмы (рис. 2.23);

- со сварными решетками, состоящими из направляющих лопаток, изготовленных заодно с участками верхнего и нижнего бандажей («крылышками») (рис. 2.24). Такие лопатки в зависимости от высоты и профилирования их рабочей части выполняются коваными из сталей 20Х12 ВНМФ, 15Х11МФ, 20Х13 или точнолитыми из стали 15Х13Л (в зависимости от температуры пара в соответствующем отсеке проточной части) (рис. 2.25);

- с решетками, выполненными механической обработкой заодно с телом диафрагмы (так называемые «венцовые» диафрагмы) (рис. 2.26) с приваренными к верхнему сечению лопаток профильными вставками. Ограничение по высоте направляющей лопатки – до 70 мм – определено трудоемкостью изготовления.

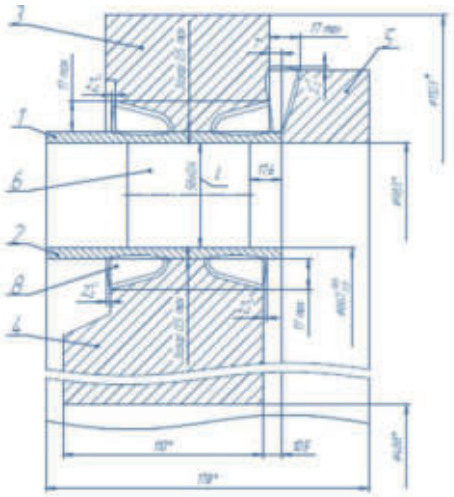


Рис. 2.23. Диафрагма сварная с ленточными бандажами, 2 варианта: 1, 2 – ленточные бандажи; 3 – обод; 4 – тело; 5 – козырек; 6 – лопатка направляющая; а – первый вариант; б – второй вариант

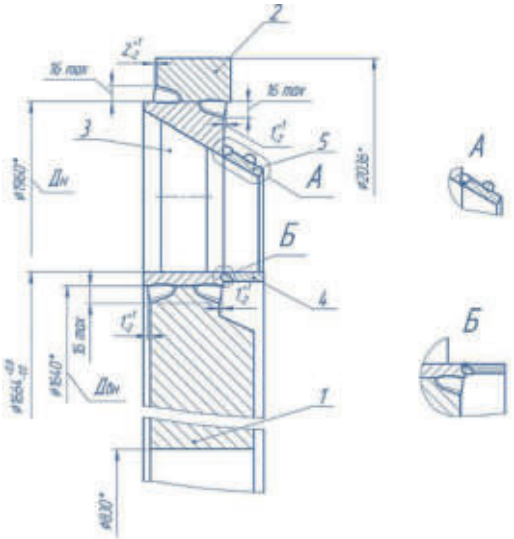


Рис. 2.24. Установка в диафрагму при сварке направляющей лопатки с цельнофрезерованными бандажами: 1 – тело; 2 – обод; 3 – лопатка с цельнофрезерованными бандажами; 4, 5 – сегменты бандажей, привариваемые к бандажам лопатки



Рис. 2.25. Направляющая лопатка с цельнофрезерованными бандажами

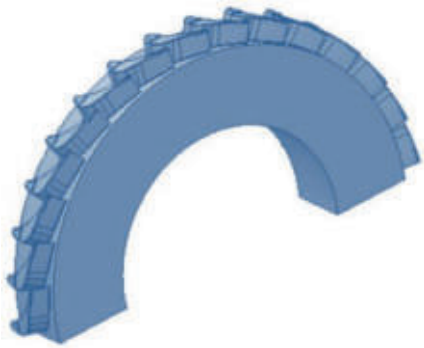


Рис. 2.26. Твердотельная модель тела половины «венцовой» диафрагмы с направляющими лопатками, выполненными заодно с телом

При необходимости сварные диафрагмы выполняются с внутриканальным влагоудалением (рис. 2.27).

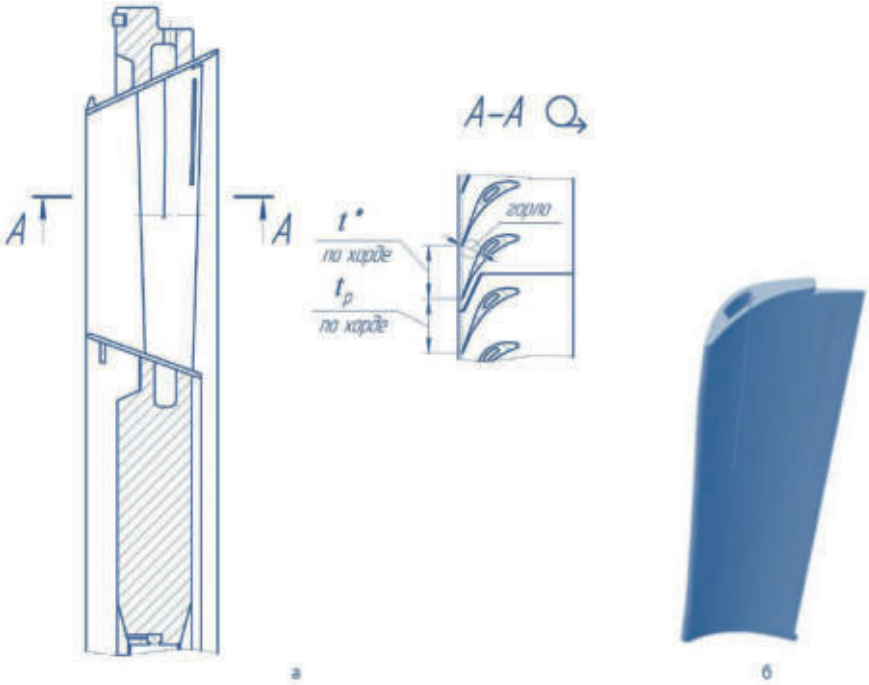


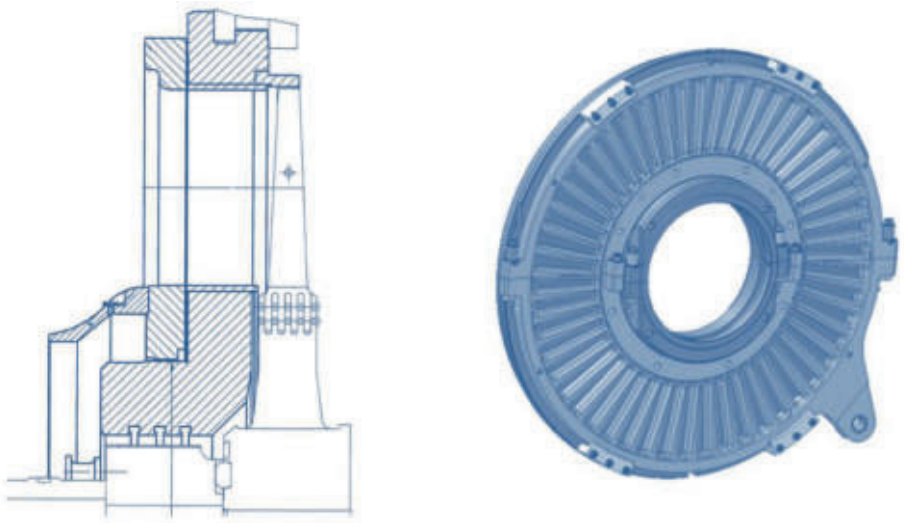
Рис. 2.27. Диафрагма с внутриканальным влагоудалением турбины ТНД-17: а – диафрагма; б – твердотельная модель лопатки направляющей

Каждая диафрагма выполняется из двух половин, соединяемых без крепежа по горизонтальному разъему. Поэтому плоскости разъема пришабривают («щуп 0,04 мм не идет»). Для повышения плотности разъема на нем устанавливается призматическая шпонка, направленная по разъему радиально. В поперечном направлении половины диафрагм удерживаются относительно друг друга вертикальными шпонками, устанавливаемыми на поверхности тела диафрагмы со стороны паровпуска. На внутренней расточке диафрагмы выполнен Т-образный кольцевой паз для установки уплотнительного кольца. Разъем половин

диафрагм выполняется по одному из трех вариантов: горизонтальным по плоскости, комбинированным (т. е. на входе – горизонтальным, на выходе – наклонным (косым)) и косым. Последний применяется на всех литых диафрагмах, при этом в поперечном направлении половины фиксируются опорными лапками. Горизонтальный разъем применяется в сварных диафрагмах с короткой и средней длиной лопаток. Любые уступы в стыке (разъеме) половин профиля лопаток должны быть плавно опилены. При использовании некоторых узких профилей лопатка в разъеме не режется, а выходная часть кромки свисает за разъем. Поскольку технологические допуски и сварочные усадки по окружности накапливаются, допуск шага лопаток в разъеме по отношению к остальным шагам увеличен.

Особый вид представляют собой регулирующие (или поворотные) диафрагмы. Они устанавливаются в расточки обойм непосредственно за камерами регулируемых отборов (производственного либо отопительного) и изменяют под воздействием системы регулирования расход пара, направляемого в отбор, и расход пара, направляемого в последующие ступени, являясь, таким образом, элементом парораспределения турбины. В турбинах УТЗ находят применение главным образом поворотные регулирующие диафрагмы дроссельного типа как более простые в изготовлении и эксплуатации. Регулирующая диафрагма состоит из двух основных частей – собственно диафрагмы с профилированными направляющими каналами и поворотного кольца, устанавливаемого со стороны входа пара в диафрагму. И поворотное кольцо, и собственно диафрагма состоят из двух половин, стянутых фланцами горизонтального разъема. Для обеспечения высокой тепловой нагрузки турбины поворотные регулирующие диафрагмы выполняются плотными. Это достигается их конструктивным исполнением.

На рис. 2.28 в качестве примера показана поворотная регулирующая диафрагма ЧНД турбины Т-63/76-8,8.



а б

Рис. 2.28. Поворотная регулирующая диафрагма ЧНД турбины Т-63/76-8,8: а – радиальный разрез; б – твердотельная модель

Основными ее частями являются собственно диафрагма, поворотное кольцо. Обе половины диафрагмы – верхняя и нижняя – соединены фланцем горизонтального разъема. Поворотное кольцо также состоит из двух половин, соединенных фланцевым разъемом. Кольцо со стороны выхода пара и диафрагма со стороны входа соприкасаются плоскими поверхностями. Каждая из соприкасающихся поверхностей представляет собой единую плоскость. Допустимый при сборке диафрагмы зазор между плоскими поверхностями поворотного кольца и диафрагмы – не более 0,1...0,15 мм. На каждую половину диафрагмы со стороны входа пара устанавливаются по две *Г*-образных планки, препятствующие случайному смещению поворотного кольца. Зазор между уступом планок и поворотным кольцом выполнен 0,6...0,7 мм. На нижней половине поворотного кольца выполнено ухо, к которому крепятся рычаги привода. В кольце выполнены паровпускные окна по числу паровых каналов в диафрагме. Перемычки между окнами (спицы) имеют ширину, на 5 мм превышающую ширину парового канала со стороны входа пара для создания перекрыши при полном закрытии канала. Зазор между поворотным кольцом и диафрагмой выбирается при полном закрытии диафрагмы под действием перепада давления: жесткость кольца меньше, чем жесткость диафрагмы.

При работе турбины необходимо обеспечить одновременное открытие всех каналов на одинаковую площадь. Несоблюдение этого требования приводит к тому, что рабочие лопатки, поочередно проходя за соплами, открытыми в разной степени, получают переменные паровые импульсы, что может вызвать их поломку, как это уже имело место на некоторых турбинах.

Контроль одновременности открытия каналов производится следующим образом:

- один из каналов открывается поворотом кольца на 3 мм в среднем сечении;
- измеряется открытие этого же канала в прикорневом и в верхнем сечениях;
- измеряется открытие всех остальных каналов в тех же трех сечениях.

Разность измеренных величин не должна превышать 1 мм. При наличии отклонения ширина канала исправляется наплавкой или опиловкой кромок спиц кольца. Исходя из возможностей применяемой технологии при полном открытии допускаются нависания кромок спиц в паровой канал диафрагмы до 1 мм и выступание кромок направляющей лопатки до 1 мм.

Плотные регулирующие диафрагмы ЧНД даже при полном закрытии пропускают небольшое количество пара (4...7 т/ч в турбинах Т-120/130-130-8МО, Т-125/150-12,8 и до 15 т/ч – в Т-295/335-23,5 при номинальном монтажном зазоре 0,10...0,15 мм) из-за неполного прилегания контактирующих поверхностей кольца и диафрагмы. Этим паром защищаются от перегрева лопатки ЧНД. Перегрев возникает как следствие потерь на трение и вентиляцию и из-за срывных явлений в неравномерно заполненных паром каналах между рабочими лопатками при малорасходных режимах работы ЧНД.

С другой стороны, недостаточная плотность поворотной регулирующей диафрагмы ЧНД не только не позволяет добиться максимальной отопительной нагрузки, но и создает опасность разгона турбины при сбросах нагрузки, что с наибольшей вероятностью может произойти на одноцилиндровых турбинах типа Т-63/76-8,8. Весьма показательным примером такой опасности послужила

практика освоения турбины К-17-0,16 на Соликамской ТЭЦ: без дополнительных работ по обеспечению плотности поворотного стопорного клапана и поворотной регулирующей диафрагмы останов турбины при сбросах нагрузки осуществлялся срывом вакуума.

Недостаточная эффективность охлаждения ЧНД, обусловленная применением экономически эффективной плотной регулирующей диафрагмы ЧНД, компенсируется организацией заградительного охлаждения (рис. 2.29). Принципиальная схема системы подачи пара на устройство заградительного охлаждения приведена на рис. 2.30.

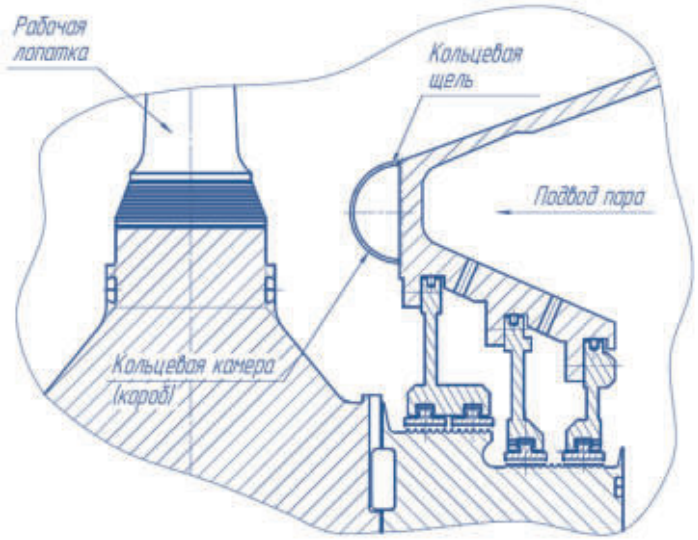


Рис. 2.29. Подача пара на устройство заградительного охлаждения рабочих лопаток последней ступени

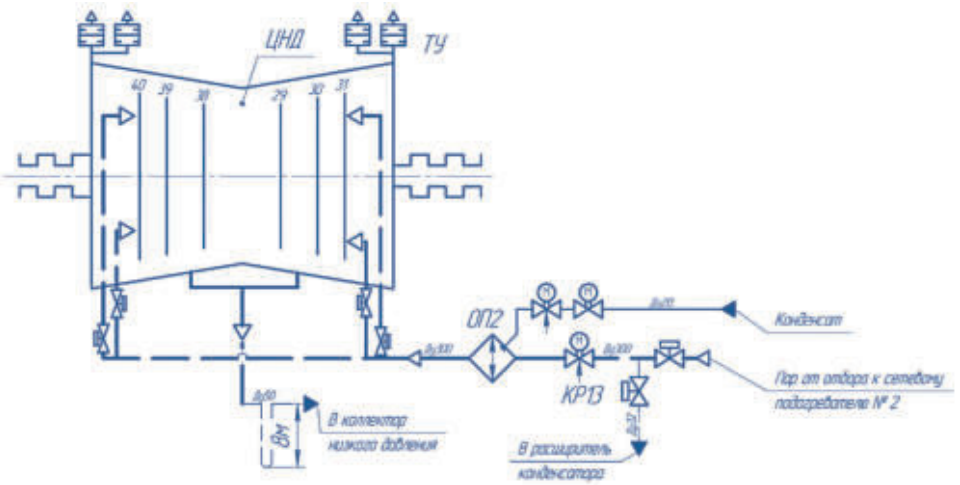


Рис. 2.30. Принципиальная схема системы подачи пара на устройство заградительного охлаждения рабочих лопаток последней ступени

Включение системы подачи пара на устройство заградительного охлаждения рабочих лопаток последней ступени предусмотрено при работе турбины в режимах с малым пропуском пара в ЦНД (в теплофикационном режиме, при длительной работе в режиме холостого хода во время испытаний генератора). Система не только охлаждает рабочие лопатки последней ступени, но и обеспечивает защиту выходных кромок лопаток от капель влаги обратных потоков пара из переходного патрубка конденсатора.

Наибольшее паровое усилие прижимает поворотное кольцо к диафрагме, когда спицы перекрывают каналы и на них с одной стороны действует давление пара до регулирующей диафрагмы ЧНД, а с другой – давление пара за диафрагмой (в каналах сопл). Для уменьшения сил трения между кольцом и диафрагмой на всю плоскую поверхность кольца нанесено трехслойное бронзовое покрытие. В ряде случаев эта поверхность покрыта фторсодержащим поверхностно активным веществом (ПАВ) на основе эпилама. А в турбине Т-113/145-12,4 поверхность поворотного кольца, перемещающаяся по плоской поверхности диафрагмы, покрыта медью после обработки ее 9-процентным раствором медного купороса. Окончательное решение о применении покрытия поверхности контакта поворотного кольца и самой диафрагмы принимается по результатам эксплуатации.

Плотность поворотной регулирующей диафрагмы ЧНД проверяется при работе турбины на режиме холостого хода по давлению пара, создающемуся в камере перед закрытой диафрагмой. Указания о контроле давления приводятся в «Программе и методике регулирования и электроавтоматики», передаваемой заказчику в составе комплекта эксплуатационной документации с каждой поставляемой турбиной.

Усилие для перемещения поворотного кольца передается от сервомотора рычагами (рис. 2.31).

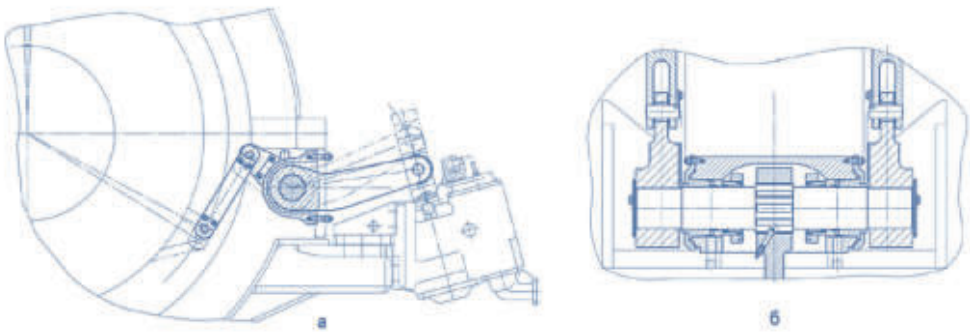


Рис. 2.31. Привод поворотной регулирующей диафрагмы ЧНД турбины Т-63/76-8,8: а – рычаги привода диафрагмы: б – вал рычажного привода диафрагмы

Для удобства сборки рычагов привода поворотной регулирующей диафрагмы ЧНД и контроля положения кольца в открытом и закрытом состояниях диафрагмы в кольце выполняется одно, а в теле диафрагмы – два отверстия, в которые вставляется специальный штифт при установке кольца в нужное положение.

Рычаг сервомотора и рычаг поворотного кольца установлены на валу, причем рычаг поворотного кольца связан с валом шлицевым соединением. Вал опирается на две втулки, размещенные в корпусе, крепящемся изнутри к нижней половине цилиндра. Уплотнение вала в местах его выхода из корпуса через втулки выполнено с помощью сальников; кроме того, в каждой втулке имеется камера отсоса пара. От перемещения вдоль оси вала рычаги фиксируются штифтами. На конце рычага сервомотора установлен ролик, входящий в рамку, закрепленную на штоке сервомотора. В рамке, сверху и снизу ролика, имеются опорные самоустанавливающиеся колодки. Зазор между колодками и роликом, равный 0,05...0,10 мм, обеспечивается за счет подгонки шайбы под буртом специальной пробки, установленной в рамке, над верхней колодкой. Рычаг поворотного кольца соединяется с соответствующим кольцом через серьгу. На концах серьги выполнены две вилки, одна охватывает ухо поворотного кольца, другая – рычаг сервомотора. Через щеку вилки проходит второй валик, соединяющий серьгу с поворотным кольцом. При установке привода на корпусе цилиндра необходимо обеспечить совпадение осей серьги и поворотного кольца за счет пригонки установочных колец, совпадение оси рычага кольца с осью уха кольца за счет перемещения рычага по шлицам. Для этого необходимо: рычаг зафиксировать штифтом, сместить ось ролика на конце рычага сервомотора на 3 мм в сторону от турбины за счет установки сервомотора при положении его поршня на нижнем упоре; перемещением поршня сервомотора проверить, что диафрагма находится в положении «открыто» или «закрыто» путем установки контрольных штифтов в отверстия на поверхности поворотного кольца.

Конструктивно обоймы диафрагм выполняются литыми, сварными и сварно-литыми. Все обоймы имеют фланцы горизонтального разъема. И диафрагмы, и обоймы выставляются (позиционируются) в вертикальном и поперечном направлениях на лапках, расположенных у горизонтального разъема, и фиксируются продольными или радиальными шпонками (рис. 2.32, 2.33, 2.34).

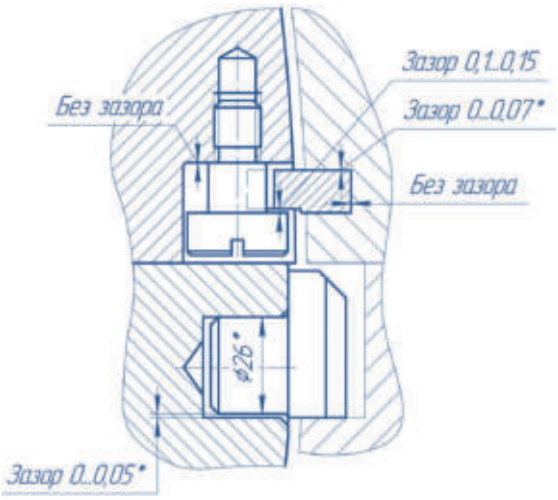


Рис. 2.32. Узел подвески диафрагмы на лапках (у горизонтального разъема)

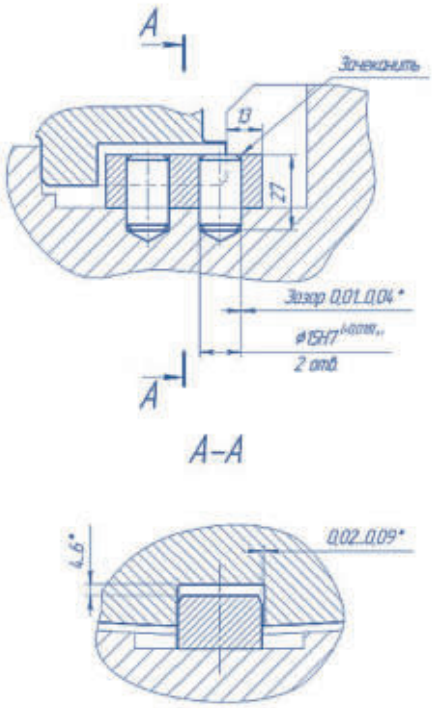


Рис. 2.33. Конструкция узла установки продольной шпонки

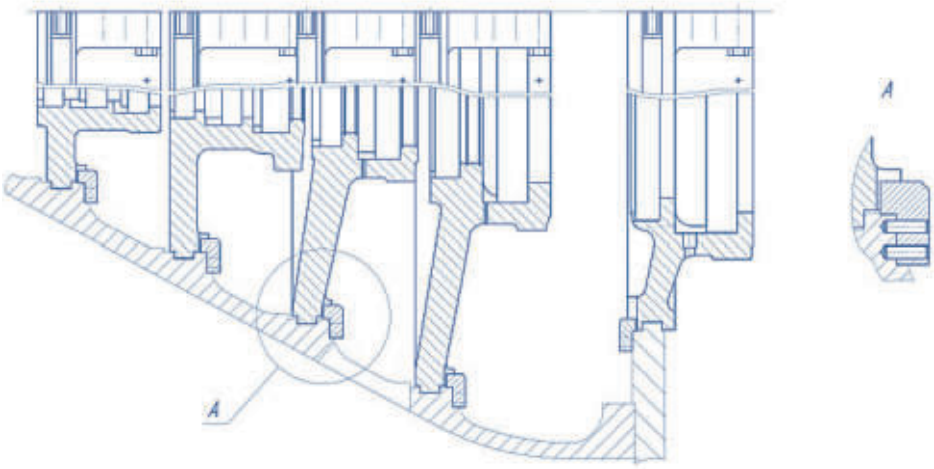


Рис. 2.34. Установка продольных шпонок под обоймами ЦСД турбины Т-120/130-130-8МО

Аксиальное положение обойм обеспечивается их установкой в расточки цилиндра, как правило, без специальной пригонки (кроме обойм уплотнений, гребни которых пригоняются для обеспечения аксиальных зазоров в уплотнениях) (рис. 2.35).

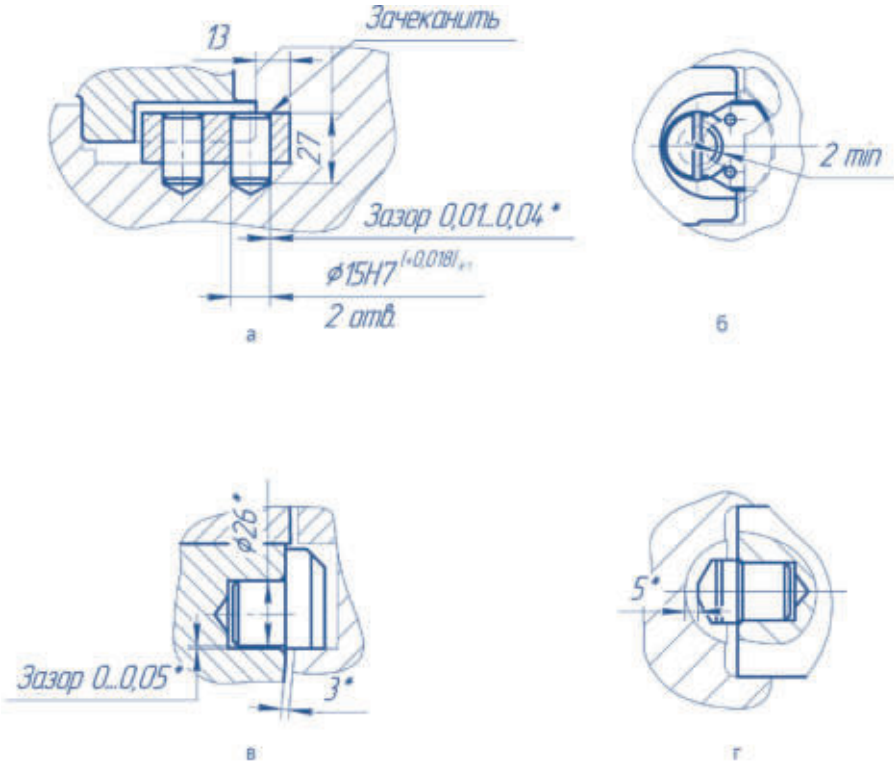


Рис. 2.35. Варианты элементов крепления диафрагм и обойм

Плотность соединения обеспечивается качеством исполнения сопрягаемых поверхностей обойм и расточек корпуса цилиндра. В обоймах выполнены расточки для установки диафрагм, а в обоймах уплотнений – пазы для установки уплотнительных колец.

Уплотнительные кольца концевых уплотнений устанавливаются в расточках, литых или сварных обойм, которые в свою очередь устанавливаются в расточках корпусов цилиндров. Как правило, обоймы уплотнений подвешиваются на приварных лапках и фиксируются продольными шпонками. Замыкающим концевые уплотнения элементом статора являются литые коробки уплотнений, называемые иногда «каминными» камерами. В некоторых случаях на внутренних поверхностях обойм размещают элементы надбандажных уплотнений (гребни, сотовые элементы и др.). От традиционно принятых на УТЗ конструкций обойм несколько отличается сварно-литая обойма турбины К-17-0,16. Дополнительно к опорам на лапки она имеют третью, переднюю опору, расположенную в нижней части обоймы со стороны паровпуска. Под передней опорой выполнен специальный пригоночный элемент для выставления при монтаже разъема обоймы горизонтально. Опора сварно-литой обоймы на три точки гарантирует постоянство положения обоймы при любых режимах работы турбины в условиях эксплуатации.

Конструкция обойм и диафрагм обеспечивает возможность осушения проточной части. В районе ступеней, расположенных по ходу пара за зоной фазового перехода, выполняются дренажи в диафрагмах и в обоймах с поджатым

сливным сечением дренажного канала для уменьшения вероятности запаривания дренажа (рис. 2.36).

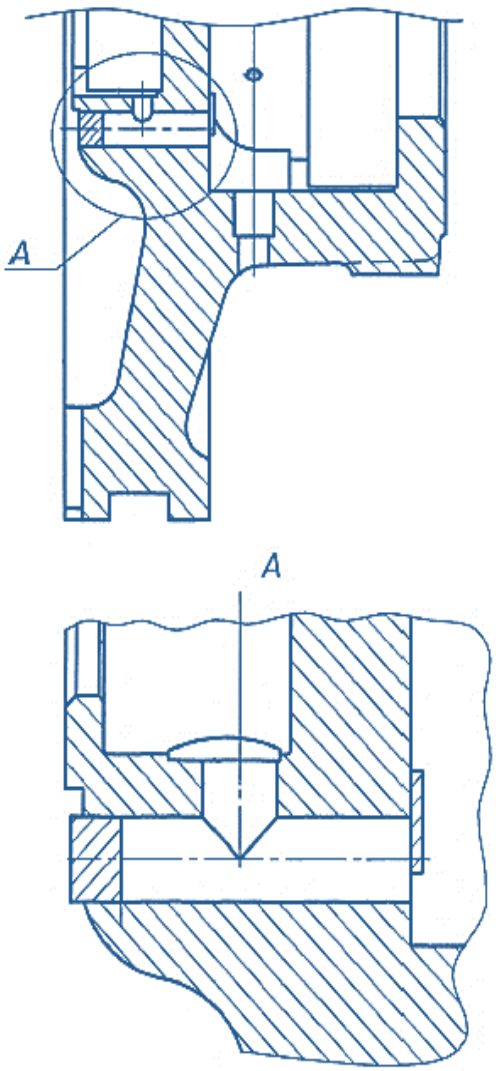


Рис. 2.36. Организация дренирования парового пространства под диафрагмой

На торце обода диафрагмы последней (иногда – и предпоследней, по конструктивным возможностям) ступени крепится влагоулавливающее кольцо (кольца) (рис. 2.37, а, б, в и рис. 2.38). В турбинах Т-120/130-130-8МО на входе в приемные полости влагоулавливающего кольца установлена лопаточная решетка (рис. 2.37, г), не препятствующая движению выносимых потоком капель влаги, но не допускающая их вторичного попадания в проточную часть.

На поверхности статора, противолежащей верхнему сечению лопатки, выполняется микрорельефная поверхность, рассеивающая отраженные от нее, капли по всему верхнему сечению лопатки, уменьшая тем самым интенсивность

соударения капель и металла. На микрорельефной поверхности выполнены влагосливные каналы, совпадающие по направлению с направлением абсолютной скорости движения парового потока на выходе из рабочей лопатки (рис. 2.37, б, в).

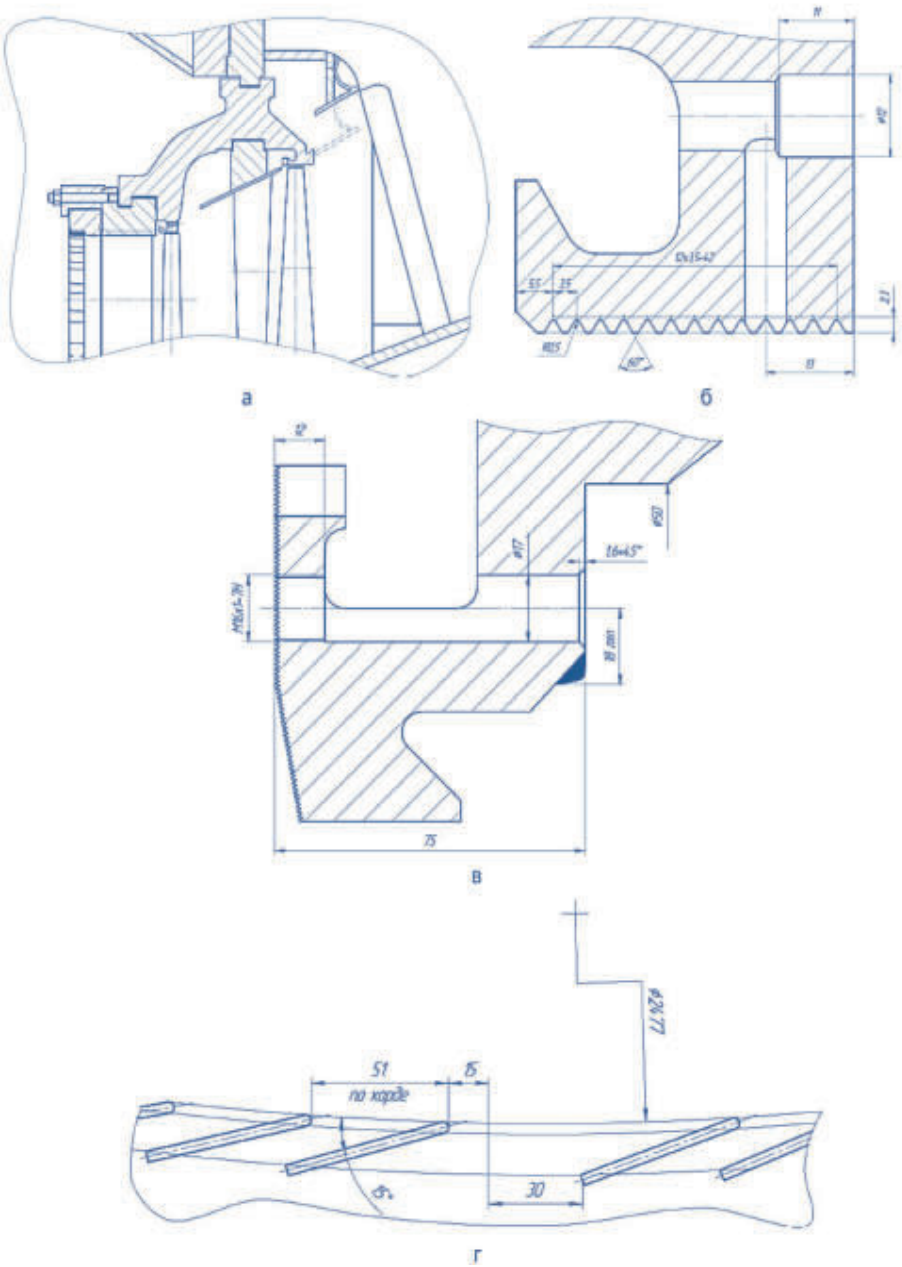


Рис. 2.37. Установка влагоулавливающих устройств в последней и предпоследней ступенях турбины Т-120/130-130-8МО: а – проточная часть ЧНД; б, в – влагоулавливающие кольца; г – лопаточная решетка

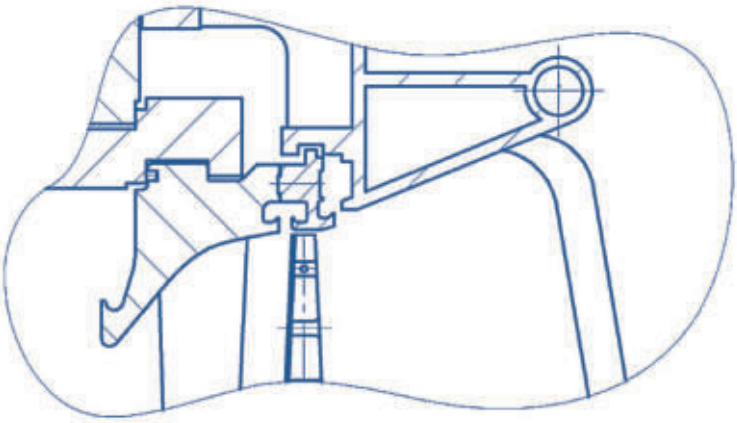


Рис. 2.38. Установка влагоулавливающего кольца над рабочей лопаткой последней ступени турбины Т-295/335-23,5

В отличие от других турбин в турбине Т-63/76-8,8-2 влагоулавливающее кольцо (рис. 2.39) установлено на диафрагме последней ступени. Общий подход к этому решению во многом совпадает с ранее принятыми и опробованными в эксплуатации конструкциями влагоулавливающих колец.

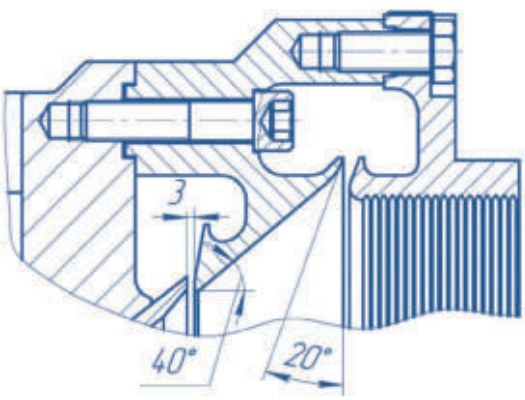


Рис. 2.39. Влагоулавливающее кольцо турбины Т-63/76-8,8-2

В турбинах УТЗ наиболее развитая система удаления влаги из проточной части применена во влажнопаровой турбине ТНД-17. В нее поступает пар из сепаратора с влажностью 1,2 %, влажность пара в последней ступени – 14 %. Выведение влаги начинается непосредственно за каждой первой ступенью правого и левого потоков пара. В четырех продольных сечениях проточной части через дренажные сверления в расточках диафрагм влага выводится в специально выполненные полости за пределами внутреннего корпуса. Эти полости соединены с вакуумными полостями наружного корпуса.

Над бандажами рабочих лопаток помимо уплотнения установлены профилированные козырьки, сбрасывающие капли воды в полости под диафрагмами (рис. 2.40).

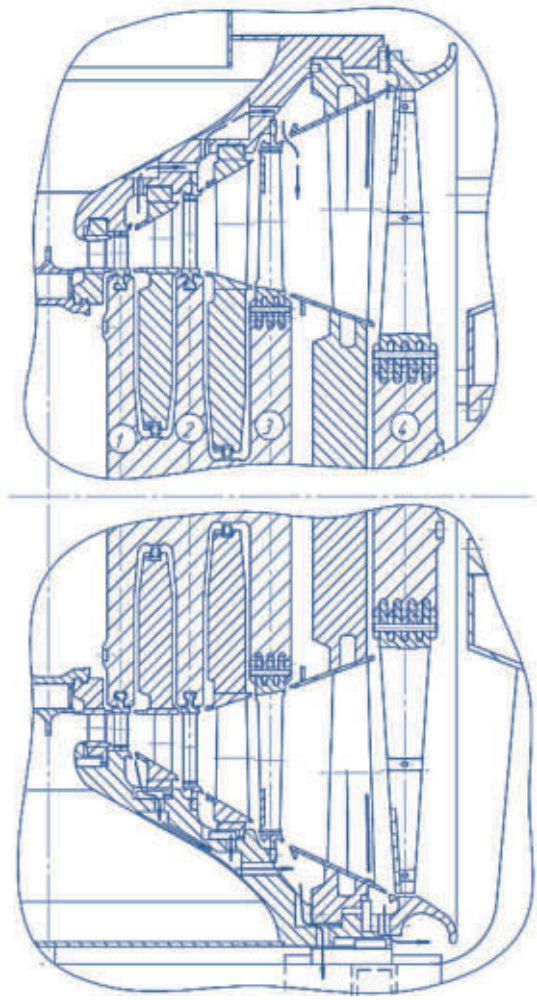


Рис. 2.40. Схема отвода влаги от ступеней турбины ТНД-17

2.3. Уплотнения

В соответствии с общепринятой классификацией в паровых турбинах по назначению и месту установки различают следующие виды лабиринтовых уплотнений:

- концевые уплотнения в местах выходов валов из цилиндров;
- промежуточные (или диафрагменные) уплотнения между диафрагмой и ротором (валом);
- средние уплотнения в местах выходов ротора из внутреннего цилиндра в двухкорпусных цилиндрах;
- уплотнения рабочих лопаток надлопаточные (надбандажные), аксиальные;
- масляные уплотнения в местах выхода валов из корпусов подшипников;
- прочие уплотнения в местах слива масла из вкладышей, в местах выхода валов в районе муфт и др.

Концевые, промежуточные и надбандажные уплотнения

Типовые конструкции концевого уплотнения показаны на примерах переднего концевого уплотнения ЦВД турбины Т-295/335-23,5 (рис. 2.41) и переднего концевого уплотнения турбины ПТ-30/35-90 (рис. 2.42).

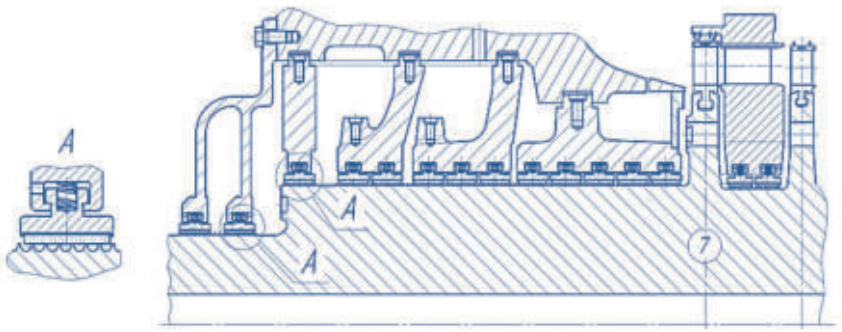


Рис. 2.41. Переднее концевое уплотнение ЦВД турбины Т-295/335-23,5 с использованием уплотнительных колец сотовой конструкции

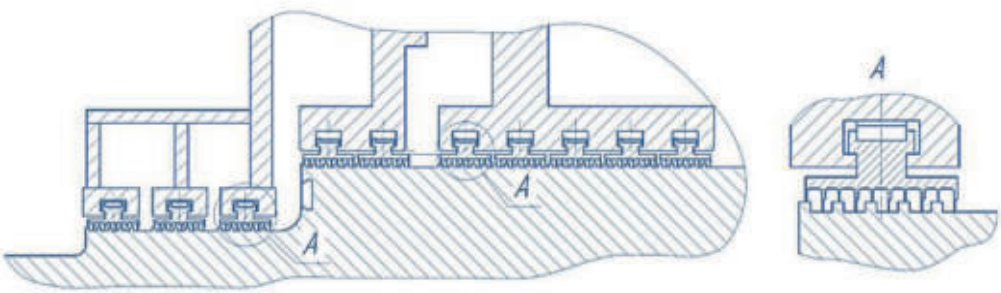


Рис. 2.42. Переднее концевое уплотнение турбины ПТ-30/35-90 с использованием уплотнительных колец лабиринтовой конструкции

Каждое уплотнение состоит из группы уплотнительных колец, установленных в расточки обойм. Между обоймами образованы камеры отвода пара из уплотнения или для подвода пара. В каждой обойме выполнены Т-образные кольцевые пазы, в которые заведены уплотнительные кольца. Концевая часть уплотнения размещена в коробке уплотнения – литой или сварной из углеродистой стали. В полость коробки подается уплотняющий пар из коллектора уплотнений. Из полостей коробки производятся отсосы пара в подогреватель сальниковый и отсосы паровоздушной смеси – в эжектор уплотнений. Полости подвода и отсоса пара из коробок разделены перегородками, в которых выполнены Т-образные кольцевые пазы для уплотнительных колец.

Кольцо разделено на сегменты (шесть или четыре в зависимости от диаметра конкретного кольца). Каждый сегмент опирается на плоскую пружину (в некоторых случаях – на две пружины) из стали 4Х13 толщиной 1 мм для зоны с температурой пара до 400 ^{0}С и из стали ЭИ 612 толщиной 1,5 мм – при более

высоких температурах. Кольца диафрагменных и концевых уплотнений турбин Т-295/335-23,5 и Т-125/150-12,8 опираются на цилиндрические пружины сжатия (рис. 2.43). Диафрагменные уплотнения всех ступеней и промежуточные уплотнения по конфигурации и конструкции опоры каждого сегмента уплотнительного кольца аналогичны уплотнительным кольцам концевых уплотнений, а в ряде случаев это – унифицированные изделия.

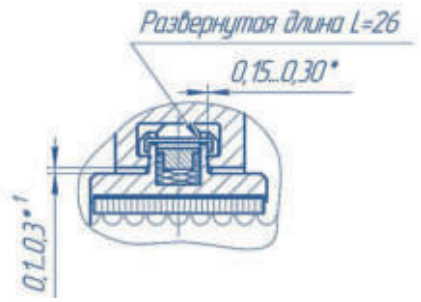


Рис. 2.43. Уплотнительное кольцо, опирающееся на цилиндрические пружины сжатия

Зазоры по заплечикам уплотнительных колец должны быть всегда меньше зазоров между хвостовиком кольца и дном паза, чтобы избежать перекосов кольца при задевании, но не меньше величин, указанных в заводской документации (рис. 2.44).

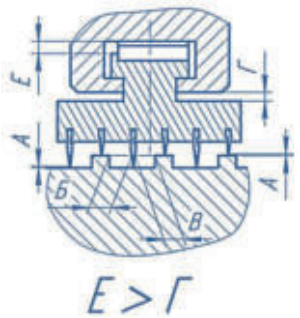


Рис. 2.44. Установка уплотнительного кольца: *А*, *Б*, *В*, *Г*, *Е* – зазоры

В качестве надбандажных уплотнений используются уплотнения осерадиального типа (рис. 2.45), уплотнения сотового типа (рис. 2.46), гребенчатые уплотнения, прямоточные уплотнения с закрепленными в статоре уплотнительными усами.

В последних модификациях турбин семейства Т-100-130, а именно в турбинах Т-110/120-130-5М, Т-120/130-130-8МО, концевые, диафрагменные и надбандажные уплотнения ЦВД, ЦСД и ЦНД выполнены с применением уплотнений сотовой конструкции.

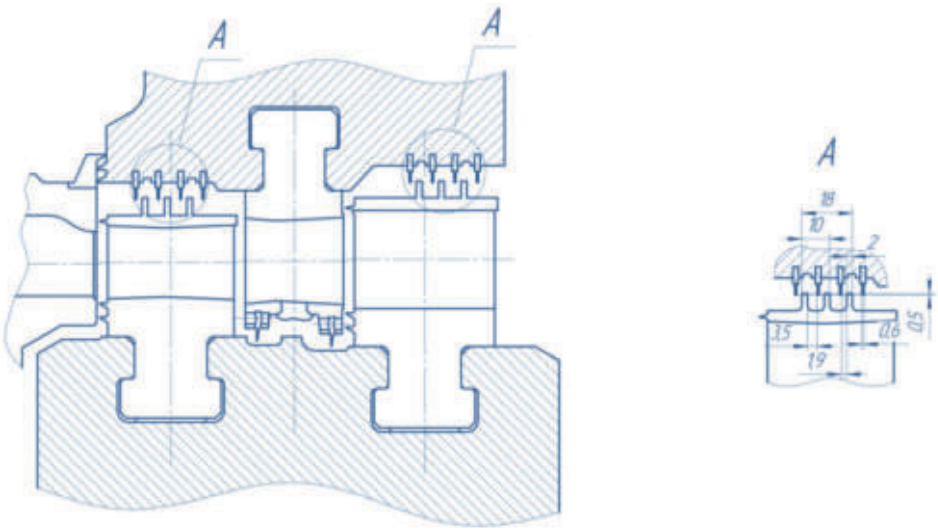


Рис. 2.45. Надбандажные уплотнения осерадиального типа в турбинах ПТ-30/35-90; Т-50/60-8,8; К-63-90

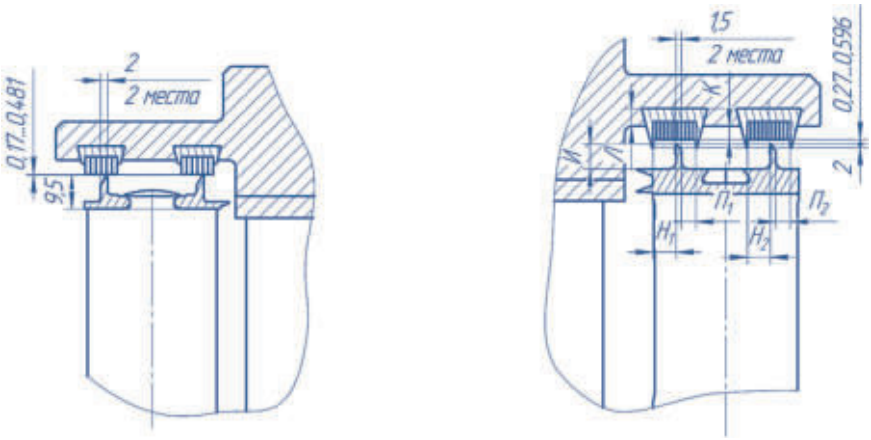


Рис. 2.46. Надбандажные уплотнения сотового типа ступени давления ЦВД

Надбандажные осерадиальные уплотнения

Как показала практика заводской сборки турбин, их монтажа на электростанциях и эксплуатации, не существует надежного способа обеспечить неизменяемую при эксплуатации центровку турбины: на изменение исходной соосности влияют несинхронное изменение прогиба ротора и корпуса цилиндра при переменных режимах работы турбины, особенно при пусках и остановах, несимметричность теплового расширения корпуса турбины относительно оси из-за его конструктивной несимметричности и технологических отклонений, всплытие ротора на масляном клине, прецессия ротора и ряд других факторов. Окружная неравномерность зазоров вызывает неравномерность парового потока, проходящего через радиальные надбандажные уплотнения. Это создает циркулирующие неуравновешенные аэродинамические силы, действующие

непосредственно на рабочие лопатки и называемые «венцовыми», а также действующие на бандаж и называемые «бандажными». Возмущающие силы возрастают с повышением плотности пара и разницы давлений до и после рабочих лопаток ступени и создают условия для возникновения низкочастотной вибрации роторов. Это явление в полной мере проявилось в ЦВД турбины Т-250/300-240, работающей на паре сверхкритических параметров, при достижении пороговой мощности, фактически – расхода пара определенной величины. Наиболее эффективным средством предотвращения низкочастотной вибрации стали осерадиальные надбандажные уплотнения, разработанные УТЗ (рис. 2.47).

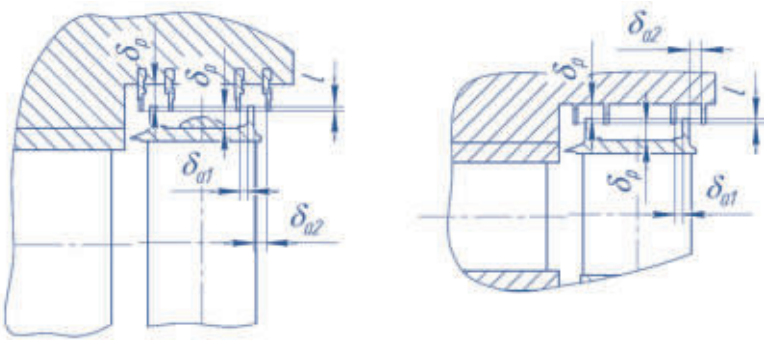


Рис. 2.47. Осерадиальное надбандажное уплотнение ступени давления: δ_p – радиальный зазор; δ_{a1}, δ_{a2} – смежные с гребнем аксиальные зазоры; l – перекрыша по гребням ротора и статора

При положительном значении перекрыши l или ее отрицательном значении коэффициент расхода уплотнения практически не меняется. Величина перекрыши назначается равной 0,5 ± 0,5 мм.

Исследования показали, что при выборе соотношения зазоров на уровне δ_p/δ_a ~ 1,5 относительное изменение величины протечек пара G через диаметрально расположенные элементарные лабиринты невелико (~10 %), а при дальнейшем увеличении соотношения δ_p/δ_a меняется незначительно. Смежные с уплотняющим гребнем аксиальные зазоры δ_{a1} и δ_{a2} выполняются величиной 2,5...3,5 мм в ЧВД и 3,5...4,5 мм – в ЧСД, что определяется, главным образом, относительным тепловым расширением ротора. Радиальные зазоры при этом составляют 4,5...5,5 мм. При таких величинах задевания элементов ротора и статора в уплотнении полностью исключены. Ограничение в установке осерадиальных уплотнений связано с увеличением среднего диаметра ступени, высоты лопатки и массы бандажа с уплотнительными гребнями, т. е. с увеличением центробежных сил, воздействующих на расчеканенный шип лопатки. В этом случае устанавливают радиальное уплотнение с ленточным бандажом по вершинам лопаток и уплотняющим гребням, закрепленным на статоре. Безбандажные лопатки не имеют специального уплотнения по верхнему сечению. Величина протечек пара определяется зазором между лопаткой и статором, который, в свою очередь, выбирается с учетом радиального удлинения диска и рабочей лопатки от действия центробежных сил (рис. 2.48). Для уменьшения протечек пара по зазорам почти все лопатки со стороны паровпуска имеют уплотнение осевого зазора у корня, а в ступенях с ленточными бандажами и по

бандажу – за счет свисающей части бандажа, протачиваемой до толщины 0,3 мм. По мере удаления ступени от упорного подшипника величина аксиального зазора растет, так как растет относительное расширение ротора при работе турбины. Выбранные зазоры должны допускать такие относительные удлинения и сокращения роторов, которые не лимитировали бы маневренность турбины, существенно не снижая ее экономичность.

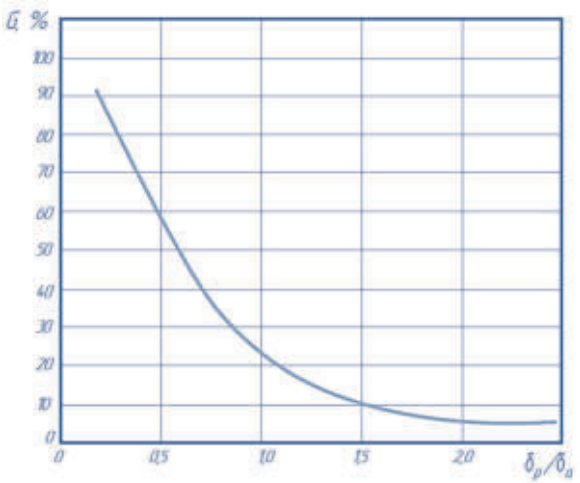


Рис. 2.48. Зависимость относительного изменения величины протечек пара в диаметрально расположенных элементарных лабиринтах от соотношения радиального и аксиального зазоров

Сотовые уплотнения

Первое применение сотовых уплотнительных колец для заднего концевого уплотнения ЦСД-2 турбины Т-250/300-240 УТЗ в 2005 году дало положительные результаты: была устранена опасность задевания в концевом уплотнении, возникшая из-за близкой к предельному значению отрицательной величины ОРР (–4,5 мм) в заднем концевом уплотнении, прекратился обдув паром масляного уплотнения и снижена опасность обводнения масла. Косвенно было отмечено повышение эффективности работы эжектора отсоса из уплотнения.

Впоследствии установка сотовых колец была произведена в концевых уплотнениях ЦНД турбины Т-250/300-240, а затем сотовые уплотнительные кольца были применены для надбандажных, диафрагменных и концевых уплотнений турбин Т-100/120-130 и Т-250/300-240.

Как показала практика многолетней эксплуатации турбин, при установке сотовых уплотнительных колец практически исключились случаи повреждения участков ротора, противолежащих сотовым поверхностям. При задеваниях возникают участки износа на сотовых кольцах, но при отсутствии попаданий в уплотнения посторонних предметов не повреждаются поверхности ни на роторе, ни на уплотнительных усах бандажей рабочих лопаток.

Результаты работы были исследованы Московским отделением ОРГРЭС. Было показано, что по сравнению с осерадиальными надбандажные сотовые уплотнения дали прирост экономичности проточной части ВД турбины

Т-110/120-130 более, чем на 1 %, а для проточной части ВД турбины Т-250/300-240 прирост составил почти 1,7 %.

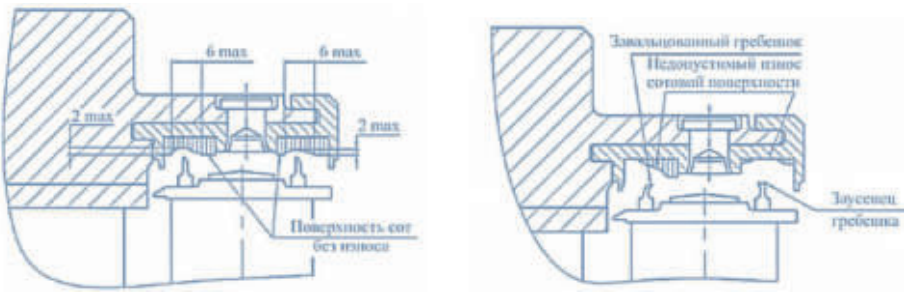
Применение сотовых уплотнительных колец в диафрагменных и концевых уплотнениях исключило наличие на валу ротора выступов и впадин – обязательных конструктивных признаков лабиринтовых уплотнений – и неизбежных при этом радиусных переходов (галтелей) в них с радиусом, номинально равным 0,5 мм, являющихся конструктивно неизбежными концентраторами опасных термоусталостных напряжений в диафрагменных уплотнениях второй ступени ЦВД (и ЦСД-I для турбины Т-250-240) и высокотемпературных зонах концевых и промежуточных уплотнений.

К настоящему моменту большинство турбин оснащаются сотовыми уплотнительными кольцами различных размеров и конфигураций. Разработан каталог сотовых колец для турбин УТЗ и ЛМЗ

Опубликованные результаты исследований говорят о том, что по сравнению с осерадиальными сотовые надбандажные уплотнения повышают экономичность проточной части ВД в турбинах критических и сверхкритических параметров и сохраняют плотность проточной части через пять и более лет эксплуатации даже в том случае, когда вследствие задеваний на сотовой поверхности образуются выборки глубиной 1...2 мм.

Обобщенный технико-экономический анализ показывает, что срок окупаемости мероприятий по установке сотовых уплотнений при модернизации эксплуатируемых турбин не превышает двух лет.

Проанализирована и долговечность эксплуатации комплекта сотовых уплотнений, либо поставленных в составе турбоагрегата, либо установленных при проведении модернизации проточной части турбины. Были проведены осмотры и испытания достаточно представительного количества турбин, модернизированных путем установки в них сотовых уплотнений, с наработкой после модернизации от 37 500 до 44 500 ч (и одной турбины – с наработкой более 59 000 ч). Состояние сотовых поверхностей надбандажного уплотнения со следами задевания через пять лет эксплуатации показано на рис. 2.49.



а б

Рис. 2.49. Износ сотовой уплотняющей поверхности через пять и десять лет эксплуатации: а – допустимый износ; б – недопустимый износ

Результаты исследований говорят о том, что по сравнению с осерадиальными уплотнениями сотовые надбандажные уплотнения повышают экономичность проточной части ВД в турбинах высоких и сверхкритических параметров и сохраняют плотность проточной части через пять и более лет эксплуатации даже в

том случае, когда вследствие задеваний на сотовой поверхности образуются выборки глубиной 1...2 мм. На фотографиях (рис. 2.50) показаны сотовые кольца диафрагменного уплотнения со следами задеваний через пять лет эксплуатации. Допустимая величина износа сотовой поверхности для продолжения эксплуатации колец без замены следует из результатов упомянутых выше испытаний. При этом осмотры и испытания сотовых уплотнительных сотовых колец через 10...11 лет эксплуатации однозначно свидетельствуют о необходимости их замены

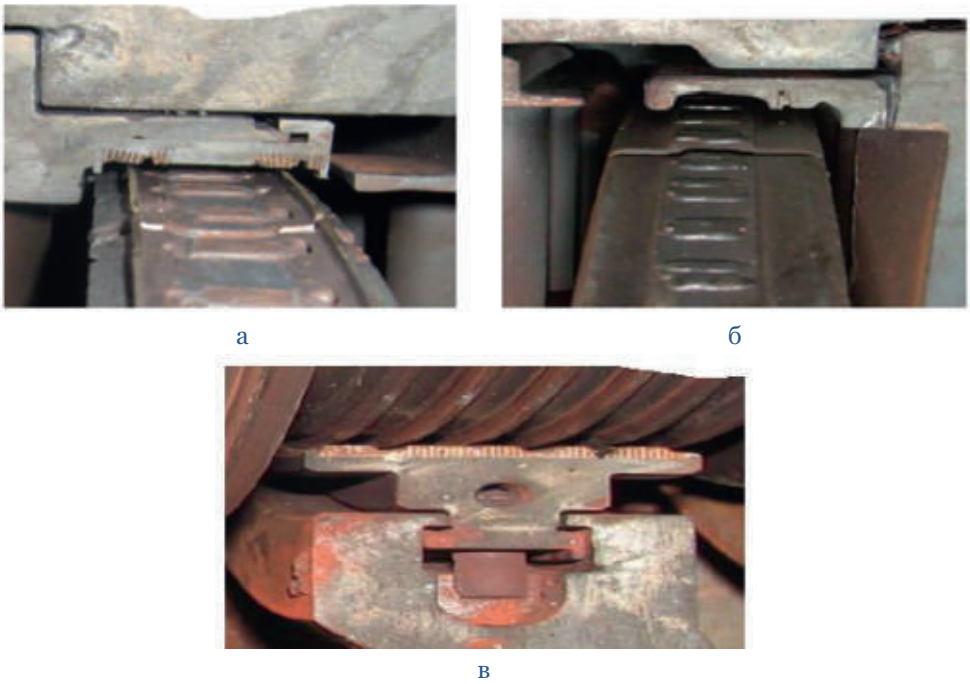


Рис. 2.50. Износ сотовых уплотнений после пяти лет эксплуатации: а – надбандажное сотовое уплотнение проточной части ЦВД турбины К-200-130 после задеваний; б – надбандажное радиальное уплотнение проточной части ЦСД турбины К-200-130 после задеваний; в – концевое сотовое уплотнение ЦНД турбины Т-250/300-240

Выполненными исследованиями (см. выше) подтверждено сохранение динамической устойчивости валопровода, в частности ротора высокого давления. Был проведен ряд стендовых работ по сравнительной оценке силовых и расходных характеристик сотовых, радиальных и осерадиальных надбандажных уплотнений. Сравнение выполнено при режимных параметрах, одинаковых для всех типов исследуемых уплотнений.

Таким образом, устранены сомнения, связанные с возможным снижением динамической устойчивости валопровода против возникновения низкочастотной вибрации. И реально на практике случаи возникновения низкочастотной вибрации в связи с установкой сотовых надбандажных уплотнений не имели места ни на турбине Т-250/300-240, ни на турбине Т-100/120-130, ни на турбине К-300-240.

Так, УТЗ, сочетая инновационный подход к новым конструкциям с разумным консерватизмом, для обеспечения максимального уровня надежности в

турбине Т-295/335-23,5 все надбандажные уплотнения внутреннего корпуса ЦВД, двух ступеней ЦСД-1 (после промежуточного перегрева) и надбандажные уплотнения регулирующего отсека ЦВД турбины Т-125/150-12,8 выполнил осерадиальными.

Диафрагменные уплотнения

Диафрагменные уплотнения ступеней с насадными дисками – лабиринтового типа (рис. 2.51), традиционной конструкции, потому что выполненные в пределах принятого широкого поля допусков уплотняемые цилиндрические поверхности втулок дисков в зоне их максимального сближения могут иметь существенно неодинаковые диаметры.

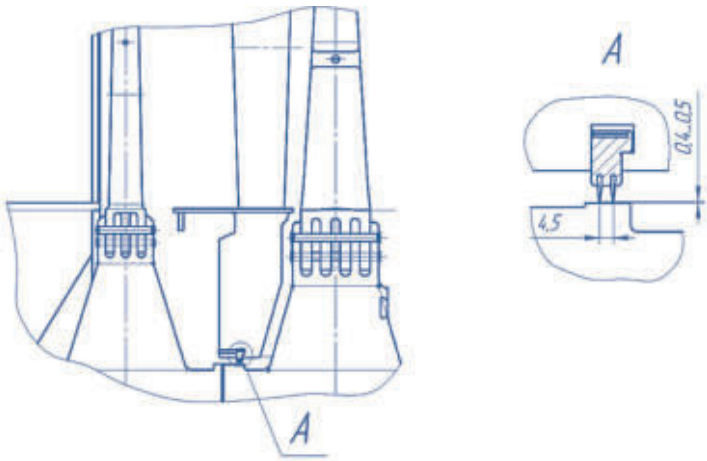


Рис. 2.51. Диафрагменные уплотнения ступеней ЧНД

Как видно из табл. 2.1, радиальные зазоры в концевых, средних и диафрагменных уплотнениях мало отличаются по проточной части от входа пара до выхода. Существенно изменяются только аксиальные зазоры: это делается, чтобы избежать задевания при тепловых перемещениях ротора при пусках и остановах турбин.

При центровке уплотнительные кольца вместе с диафрагмами или обоймами выставляются с учетом прогиба ротора. Зазоры в горизонтальной и вертикальной плоскостях должны выдерживаться также в соответствии с заводской документацией.

В турбинах УТЗ существенное внимание уделяется конструктивным мероприятиям по удалению влаги из проточной части. Это обеспечивают влагоулавливающие козырьки на диафрагмах, влагоулавливающие кольца на диафрагмах последних ступеней, влагоулавливание и влагоудаление в перепускных трубах НД, внутриканальное влагоудаление из полых лопаток и установка специальных перфорированных поверхностей в ЧНД. Опыт эксплуатации турбин УТЗ с указанными выше приспособлениями и устройствами показал их высокую эффективность.

Поворотная регулирующая диафрагма ЧНД, обеспечивающая изменение расхода пара в теплофикационные отборы и в выхлопной патрубок, – сварная.

Ее направляющие лопатки – литые из стали 15Х13Л с прилитыми бандажами – при изготовлении свариваются по торцевым плоскостям бандажей и затем привариваются к телу и ободу диафрагмы. Входное сечение диафрагмы вместе с торцами направляющих лопаток выполняется плоским. По этой плоскости перемещается поворотное кольцо диафрагмы, также имеющее плоскую поверхность. Перепад давления прижимает поворотное кольцо к собственно диафрагме. Возникающая при движении диафрагмы (повороте кольца) сила трения преодолевается усилием сервомотора низкого давления. Для уменьшения силы трения соприкасающихся поверхностей на одну из них нанесено трехслойное бронзовое напыление толщиной менее 1 мм. В этом случае величина коэффициента трения по такой поверхности – 0,10...0,11. В качестве альтернативы трудоемкому процессу напыления на одной из выпущенных турбин контактная поверхность поворотной регулирующей диафрагмы была покрыта ПАВ на основе эпилама, а другом случае – обработана 9 %-м раствором медного купороса.

Таблица 2.1

Радиальные зазоры в концевых, средних и диафрагменных уплотнениях паровых турбин УТЗ

Турбина	Цилиндр	Уплотнение	Рис.	Ступень	Зазоры			
					А		Б	В
Т-120/130-130-8МО	ЦВД	Переднее	2.43	Коробка уплотнения	0,12...0,33		–	–
				Обоймы	0,12	0,33	–	–
		Заднее			0,12	0,33	–	–
		Промежуточное		1	0,12	0,33	–	–
				2...9			–	–
	ЦСД	Переднее	2.43	Коробка уплотнения	0,12	0,33	–	–
		Заднее		Обоймы	0,12	0,33	–	–
		Промежуточное		11...17	0,12	0,33	–	–
			2.44	18...21	0,35...0,50		6,0	4,5
				22...23			7,0	5,0
	ЦНД	Концевые	2.43		0,12...0,33		–	–
		Промежуточное	2.44		0,35...0,50		–	–
Т-63/76-8,8	Цилиндр	Переднее	2.43	Коробка уплотнения	0,15...0,25		–	–
				Обоймы	0,15	0,25		
		Заднее		Обоймы	0,12	0,33	–	–
		Промежуточное	2.43	1...17	0,12	0,33	–	–
			2.44	18...20	0,5	0,6	1,5	10,5
				21	0,4	0,5	–	–

Масляные уплотнения

Выбивание масла из подшипников может привести к пожару на турбине или, как минимум, к замасливанию бетона фундамента и потере его прочности. Поэтому

на турбинах УТЗ предусматривается система конструктивных мероприятий, направленных на исключение протечек масла.

В корпусах подшипников в местах выхода из них роторов устанавливаются масляные уплотнения, присоединяемые к корпусам подшипников фланцами (рис. 2.52).

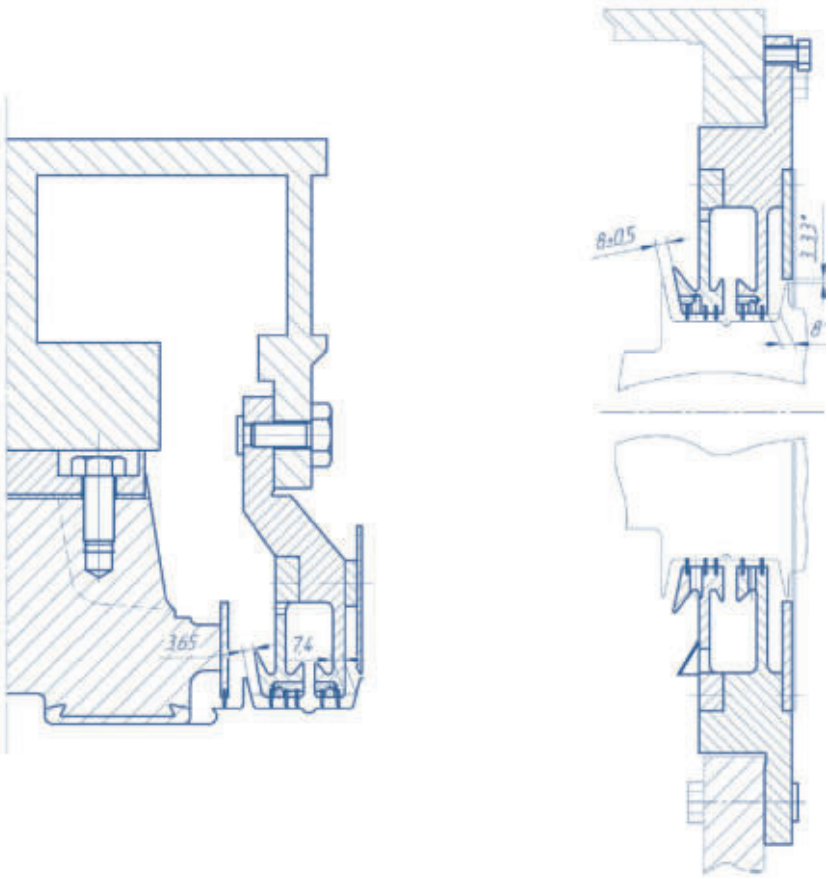


Рис. 2.52. Масляное уплотнение типовой конструкции

Типовое масляное уплотнение состоит из наружного и внутреннего маслозащитных колец, также связанных между собой вертикальным фланцем. Соединенные кольца разделены горизонтальным разъемом на верхнюю и нижнюю части. На внутренней расточке маслозащитных колец – со стороны ротора – зачеканены маслосбросные гребни, изготовленные из латуни Л68, мягкой, с твердостью не выше НВ 80. Протечка масла возможна только через зазор между уплотнительными гребнями и ротором. Величина зазора – 0,20...0,30 мм. Между участками уплотнительных гребней выполнен вход в маслоприемную камеру. В верхней части камеры выполнено отверстие в сторону внутренней полости корпуса подшипника («продух»), а в нижней – маслосливные отверстия. Поскольку давление масляных паров в корпусе подшипника несколько выше, чем в

маслосливной камере, слив масла из камеры во внутренний корпус возможен только при создании в ней уровня масла не менее 40...50 мм.

На рис. 2.53 показана конструкция маслозащитного устройства, применяемого в турбинах, выпускаемых в настоящее время. Защита от протечек масла начинается в них непосредственно от слива масла из зазора между опорным вкладышем и ротором.

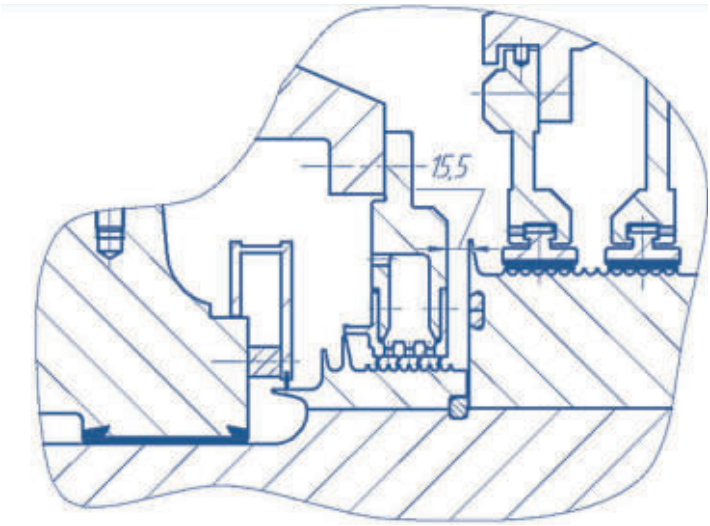


Рис. 2.53. Современная конструкция маслозащитного устройства для защиты от протечек масла из корпуса подшипника

На участке ротора напротив зазора выполняется криволинейная стенка, развитая диаметрально до верхней части торцевой поверхности ротора так, что образуется выступ, входящий в полость на внешней поверхности вкладыша. В зазоре между выступом на роторе и полостью на вкладыше установлены уплотнительные гребни. Масло, поступающее на смазку с избыточным давлением 0,08...0,12 МПа, теряет его по мере перемещения по масляным каналам вкладыша, но выбивается из зазора между вкладышем ротором со средней по окружности скоростью, достаточной, чтобы при резком торможении от удара в вертикальную стенку типового уплотнения вкладыша создалось бы давление торможения много большее, чем среднее давление во внутренней полости корпуса подшипника. Особо ярко такое явление возникает в той части зазора между ротором и вкладышем, которая соответствует положению масляного клина, т. е. в зоне максимального давления масла и, соответственно, зоне максимальной скорости выбивающегося масла. Это приводит к «выдавливанию» уплотняющего гребня в вертикальном отбойном щитке типового уплотнения, разбрызгиванию масляного потока при ударах о вертикальный отбойный щиток и о вертикальный торец ротора, и к увеличению количества капель масла, выносимых к масляным кольцам. В камере с криволинейной стенкой не происходит внезапного торможения потока, давление торможения невелико, эффективность уплотнения маслосбросной камеры вкладыша возрастает. К масляному уплотнению корпуса попадает меньшее количество масляных капель и масляных паров.

На маслосбросном участке ротора выполнены сбросные канавки, покрытые фторсодержащим поверхностно-активным веществом на основе эпилама, понижающим поверхностное натяжение масляной пленки (рис. 2.54). Сбрасываемые центробежной силой капли масла через перфорированную перегородку попадают в маслоприемную камеру масляного уплотнения и не могут больше вернуться на поверхность ротора. Олеофобное покрытие при необходимости легко восстанавливается при плановом текущем ремонте турбины.

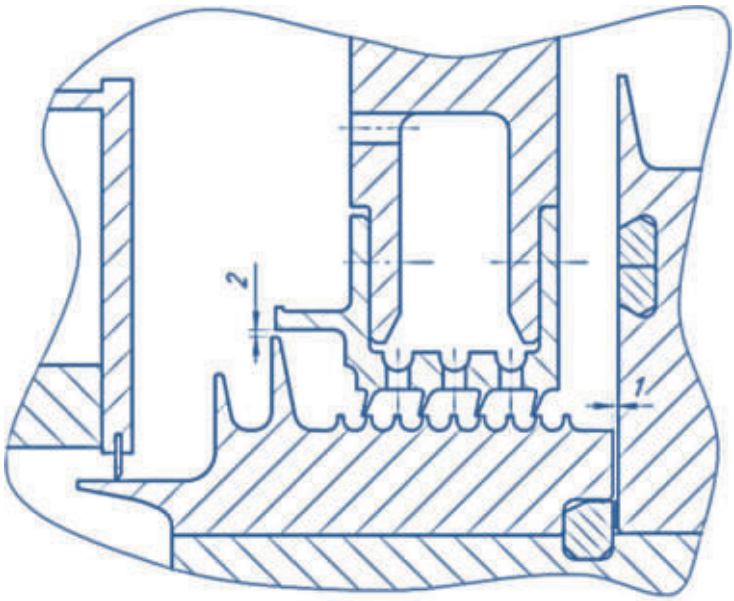


Рис. 2.54. Масляные уплотнения со сбросными канавками и выступами

Конструкция вкладышей и перегородок корпуса подшипника предусматривает перетоки масла внутри корпуса. Масляные камеры, устанавливаемые на сливе масла из вкладышей, направляют поток масла вниз, имея для этого специальный вырез. В силовых ребрах, на которые устанавливаются в корпусе подшипника опоры вкладышей, выполняются отверстия для протока масла к сливной трубе. Слив масла из корпуса подшипника выполнен трубой заведомо увеличенного сечения.

Из верхней части корпуса подшипника осуществляется отсос масляных паров.

2.4. Роторы

Конструкции роторов турбин УТЗ, ЛМЗ типичны для турбин активного типа. Роторы – гибкого типа. Роторы высокого давления (РВД) многоцилиндровых турбин, как правило, – цельнокованые. Роторы одноцилиндровых турбин – комбинированные; они имеют как цельнокованую часть, так и часть с насадными дисками (рис. 2.55).

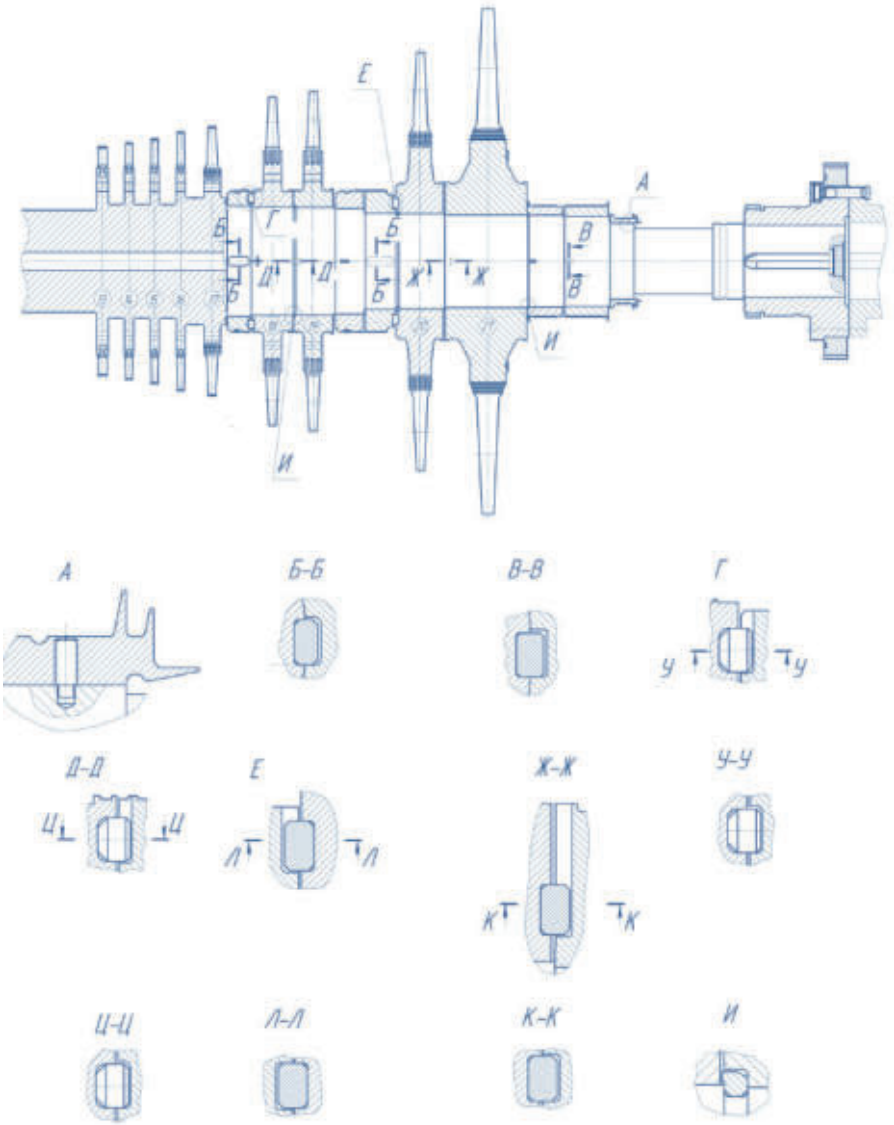


Рис. 2.55. Часть комбинированного ротора турбины Т-63/76-8,8

Роторы каждой турбины соединены между собой, а также с ротором генератора и валом насосной группы жесткими полумуфтами (рис. 2.58). Исключение составляет соединение РСД-1 и РСД-2 турбины Т-295/335-23,5, в котором для повышения вибрационной надежности валопровода сохранено полужесткое соединение с использованием гофры с одной волной. Полумуфты стягиваются между собой призонными болтами (зазор в соединении составляет 0,06...0,08 мм). Площадки для упора головок болтов и гаек выполнены параллельно торцевой соединительной поверхности полумуфт (отклонение не более 0,1:100). Опорная плоскость головки болта строго перпендикулярна стержню болта во избежание усталостных поломок.



Рис. 2.58. Насадная полумуфта: соединение с генератором

Насадные диски устанавливаются на индивидуальные посадочные места ротора с натягом. Натяг обеспечивает неизменность положения диска относительно ротора до достижения «освобождающего» числа оборотов, превышающего на 150...400 об/мин скорость срабатывания автомата безопасности турбины. Каждый диск упирается при посадке в упорную ступеньку предыдущего диска либо в упорное кольцо (рис. 2.59). Между собой и цельнокованой частью ротора диски связаны шпонками.

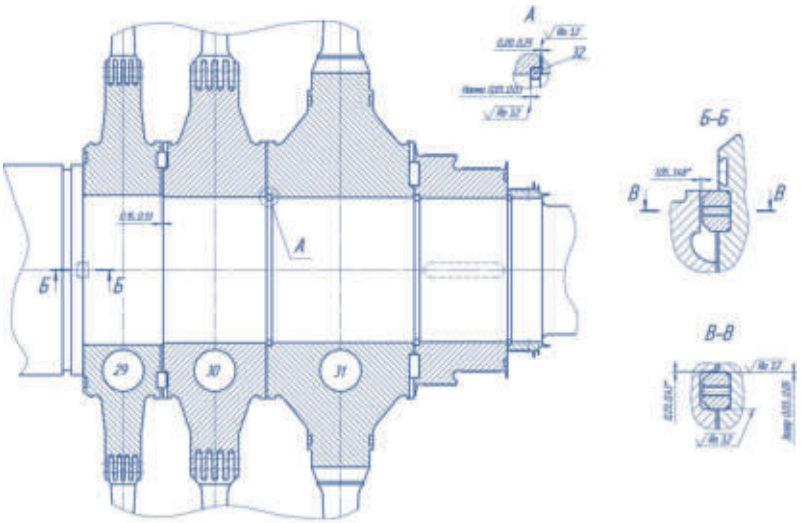


Рис. 2.59. Установка насадных дисков на вал ротора паровой турбины

Насадные диски образуют независимые группы (состоящие, как правило, из трех-четырех дисков), не связанные между собой шпоночным соединением, чтобы при «срыве» диска его удерживало достаточное количество соседних дисков, но не все диски ротора.

Малонагруженные насадные втулки (промежуточные и концевые) устанавливаются на роторы с небольшим натягом 0,15...0,20 мм и фиксируются либо продольными шпонками, либо радиальными упорными винтами.

Критические частоты вращения валопроводов турбин, рассчитанные с учетом масс и жесткостей присоединяемых роторов генераторов, а также с учетом податливости опор и упругости масляной пленки, приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Расчетные критические частоты вращения роторов в системе валопровода турбины и генератора

Марка турбины	Номер критической частоты вращения ротора					
	1	2	3	4	5	6
	Значение критической частоты вращения ротора, об/мин					
Т-63/76-8,8	1455	1670*	4500			
ПТ-60-8,9/1,9	1530	1650*	2180	4690		
Т-125/150-12,8	1565*	1835	2115	2255	4380*	
Т-295/335-23,5	1067*	1720	1780	2050	2200	2464*

** Критическая частота вращения ротора генератора.*

Химический состав и механические характеристики сталей для роторов и насадных дисков приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Химический состав и механические характеристики сталей для роторов и насадных дисков

Химический состав, %, механические свойства	25Х1М1ФА	26ХН3М2ФА	12Х10В1М1ФБА	30ХН3М2ФА
C	0,21...0,29	0,25...0,30	0,10...0,14	0,26...0,32
Mn	0,30...0,60	0,30...0,60	0,50...0,60	0,20...0,50
Si	≤0,37	≤0,10	≤0,12	0,17...0,37
S	≤0,022	≤0,15	≤0,005	≤0,022
P	≤0,025	≤0,015	≤0,012	≤0,025
Cr	1,50...1,80	1,30...1,70	10,00...10,80	1,20...1,70
Mo	0,90...1,05	0,50...0,70	1,00...1,10	0,40...0,65
Cu	≤0,25	≤0,20	≤0,15	≤0,25
W	-	-	0,90...1,10	-
Nb	-	-	0,04...0,06	-
V	0,32	0,12...0,18		0,10...0,20
Ni	≤0,40	3,40...3,80	-	3,00...3,50
Al	-	-	≤0,010	-
Условный предел текучести, $\sigma_{0,2}$, Н/мм²	409...667	765...902	700...800	664...833
Временное сопротивление разрыву, $\sigma_в$, Н/мм²	618	833	850	815
Относительное удлинение, δ_5,%	16	14	15	12
Относительное сужение, ψ, %	40	40	40	40
Ударная вязкость KCU, Дж/мм²	39	58,8	40	49
Критическая температура хрупкости T_{50}, °С	≤60	≤60	≤60	≤60

Примечание.

1. Разница между пределом текучести и пределом прочности должна быть не менее 60 Н/мм².

2. Факультативно контролируется значение твердости на «бочке» ротора в одном сечении в четырех точках по окружности и на концевых частях вала. Допустимый диапазон – НВ 262…331. Разница значений твердости – не более НВ 40.

3. Дополнительно проводятся испытания длительной прочности при температуре 650 °С и напряжении 150 МПа.

Все роторы и насадные диски турбин изготавливаются из поковок с механическими характеристиками, соответствующими ТУ на эти стали. Через центральный канал осуществляется контроль сплошности поверхности сверления перископическим осмотром, токовихревым контролем и УЗК. На последующих технологических этапах изготовления ротора турбины центральное отверстие плотно закрывается специальными пробками со стороны генератора и со стороны вала ГМН. Не имеют центрального сверления поковки малого диаметра, применяемые для изготовления валов РНД.

Все окончательно собранные роторы перед стендовой сборкой турбины проходят разгонные испытания на частоте вращения 3600 об/мин, а затем балансируются на рабочей частоте вращения в вакуумной камере разгонно-балансировочного станка.

2.5. Рабочие лопатки. Облопачивание ротора

Экономичность проточной части турбины в существенной степени определяется выбором аэродинамически совершенных профилей рабочих лопаток и оптимальным расположением этих профилей относительно потока пара в различных по высоте сечениях. Конструктивные элементы рабочей лопатки должны надежно воспринимать действие значительных центробежных сил, перепады давления и температуры, а также динамические воздействия от сложно направленного на них парового потока. Рабочие лопатки в проточной части ВД турбины работают в паровой среде высокой температуры, а в ЧСД и ЧНД – во влажном паре разных степеней влажности, в том числе в зоне фазового перехода.

Многофакторность требований к конструкции рабочих лопаток определила ее сложность, установила высокие требования к выбору материала лопаток, точности их изготовления и облопачивания (установке на дисках роторов).

Схема типовых конструктивных решений по рабочим лопаткам УТЗ представлена на рис. 2.60. В настоящее время при проектировании паровых турбин УТЗ используется база, состоящая из более чем 150 профилей рабочих частей и 50 профилей хвостовиков. С момента основания завода выпущено более 530 различных типоразмеров рабочих лопаток (без учета замковых).

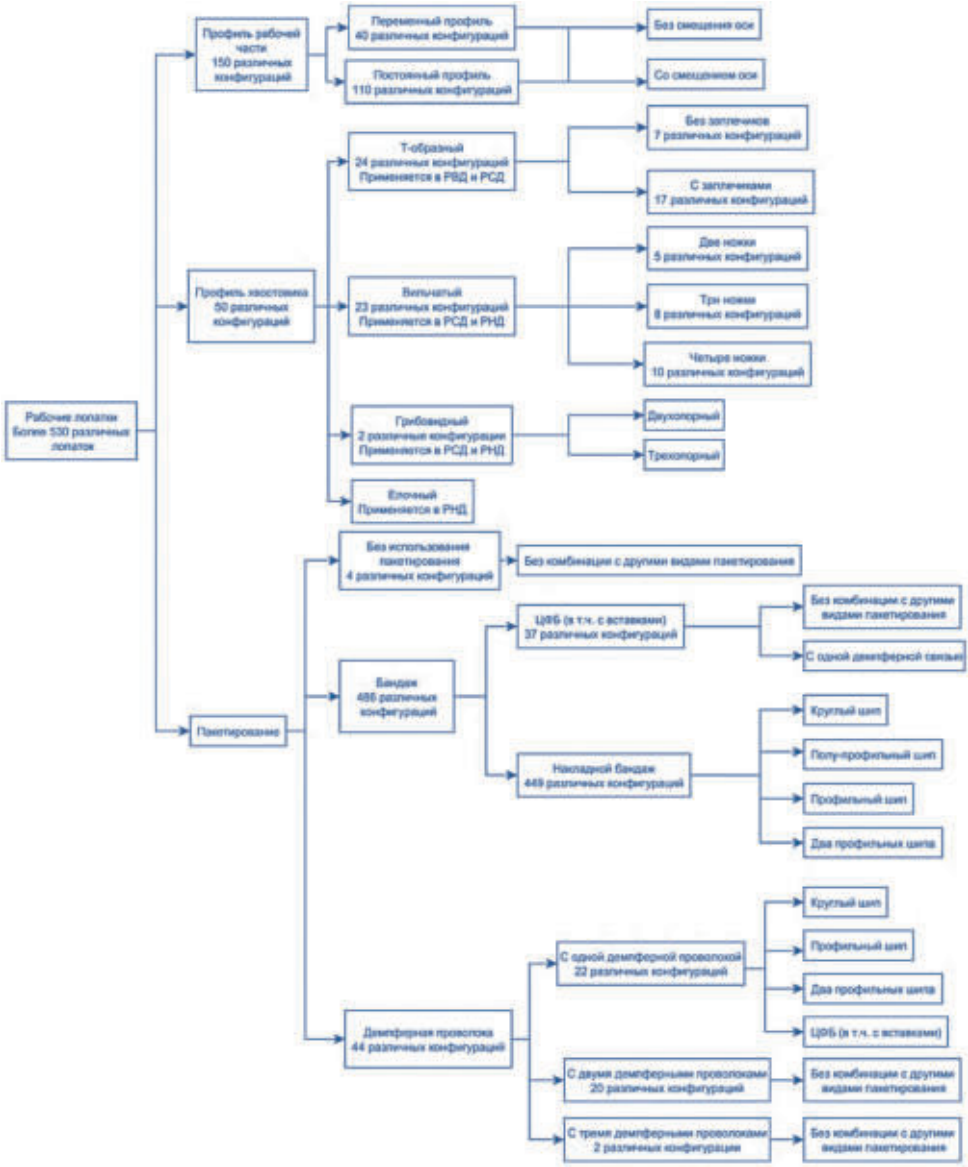


Рис. 2.60. Рабочие лопатки турбин УТЗ. Типовые конструктивные решения

Рабочие лопатки паровых турбин условно состоят из трех составных частей: хвостовика, профиля рабочей части, элементов пакетирования (бандаж, демпферная связь и т. п.). Хвостовик предназначен для закрепления лопатки на насадном или цельнокованом диске, а элементы пакетирования обеспечивают необходимую вибрационную надежность лопаточного аппарата. Элементы пакетирования в виде периферийного накладного или цельнофрезерованного бандажа (ЦФБ) также позволяют одновременно уменьшить утечки пара, что увеличивает относительный внутренний КПД ступени и турбины в целом.

Для изготовления рабочих лопаток на УТЗ применяются высоколегированные, коррозионностойкие, жаростойкие и жаропрочные стали (табл. 2.4).

Для изготовления лопаток используются стали специальной выплавки – с использованием электрошлакового или вакуумно-дугового переплава, обеспечивающего низкое содержание вредных примесей (серы, фосфора) и резкое уменьшение дефектов металлургического характера, в частности волосовин.

Из сталей, приведенных в табл. 2.4, применяются в основном стали 12Х13Ш и 20Х13Ш. Эти стали хорошо работают в области температур до 475 °С. Существенное снижение их прочности начинается лишь с 500 °С. При температурах до 540 °С используется сталь 15Х11МФШ. Для изготовления пакетов регулирующей ступени, работающих при температуре более 540 °С, применяется сталь 20Х12ВНМФШ. Сталь 18Х11МНФБШ применяется только при изготовлении 13-й и 14-й ступеней турбины Т-250/300-240, работающих в зоне после промежуточного перегрева пара.

Для изготовления рабочих лопаток ЧВД и ЧСД преимущественно используются прокат или поковки. Для изготовления рабочих лопаток ЧНД используются штампованные заготовки, которые позволяют назначить меньшие припуски на механическую обработку, снизить массу и стоимость заготовок, а также трудоемкость изготовления лопатки. Кроме того, такой тип заготовки позволяет получить более равномерное распределение механических свойств и уменьшить количество металлургических дефектов по всей заготовке. В качестве примера в табл. 2.5 приведены сводные данные по облопачиванию роторов турбины Т-295/335-23,5 с разделением по используемым материалам и по типам заготовок.

В турбинах УТЗ короткие лопатки с веерностью $d/l > 10$ (соотношение между средним диаметром и длиной) выполняют с постоянным по высоте профилем рабочей части (рис. 2.61, а). В турбинах большой мощности – это, как правило, лопатки первых ступеней ЧВД, реже – лопатки первых ступеней ЧСД. Высота этих лопаток невелика и составляет обычно от 17 до 80 мм. Лопатки последующих ступеней имеют переменный профиль (рис. 2.61, б).

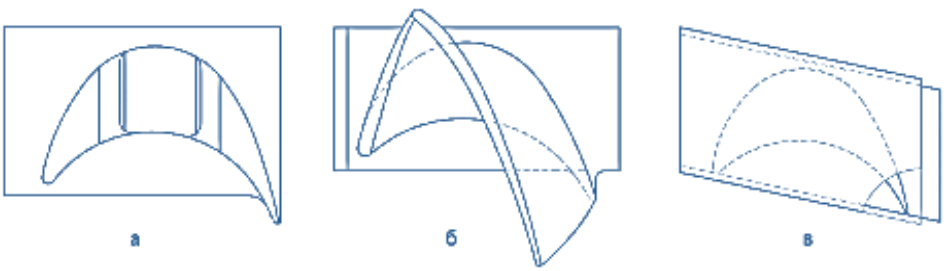


Рис. 2.61. Конфигурации профиля рабочей и промтельной частей: а – постоянный профиль рабочей части с прямой промтельной частью; б – переменный профиль рабочей части с прямой

Таблица. 2.4

Характеристика сталей для изготовления рабочих лопаток паровых турбин УТЗ

Марка стали	Категория прочности	Температура применения, °С	Условный предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа	Относительное удлинение, %	Относительное Сужение, %	Ударная вязкость KCU, кДж/м²	Твердость по Бринеллю, НВ
				Не менее				
12Х13Ш	КП 45	0...480	441,0...637,0	617,4	20	60	784	192...229
	КП 55		539,0...686,0	686,0	15	50	588	217...255
20Х13Ш	КП 50	0...480	490,0...657,0	666,4	18	50	686	207...241
	КП 60	20...480	568,4...755,0	755,0	14	50	588	229...269
15Х11МФШ	КП 55	0...550	539,0...686,0	686,0	15	50	588	217..255
	КП 60		568,4...755,0	755,0	14	50	588	229...269
	КП 70	20...500	666,4...813,4	784	13	40	393	248...293
20Х12ВНМФШ	КП 60	0...570	568,4...755,0	755,0	14	50	588	229...269
	КП 70	20...500	666,4...813,4	784	13	40	393	248...293
18Х11МНФБШ	КП 60	-20...580	568,4...755,0	755,0	14	50	588	229...269
	КП 65		617,4...765,0	764,4	14	45	490	235...277
	КП 70		666,4...813,4	784	13	40	393	248...293

Таблица 2.5

Сводные данные по облопачиванию роторов турбины Т-295/335-23,5

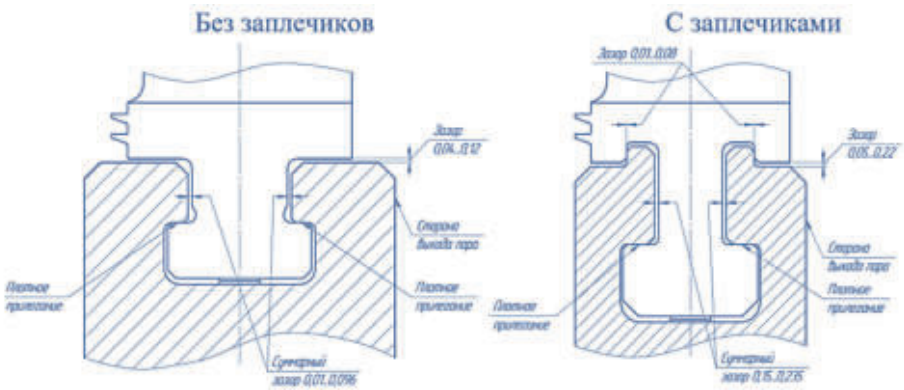
Номер ступени	Цилиндр	Ширина профиля	Тип хвостовика	Количество лопаток, шт.	Длина рабочей части, мм	Средний диаметр, мм	Материал	Вес лопатки, кг	Примечание	Тип заготовки
1	ЦВД	Постоянного сечения	Т-образный с заплечиками	104	34	834	20Х12ВНМФШ кп70	7,9	ЦФБ	Поковка или прокат
2				104	40	840		0,4		
3				104	44	844		0,4		
4				104	49	849		0,4		
5				104	53	853		0,5		
6				104	58	858		0,5		
7				92	64	864		0,7		
8				100	61	926	15Х11МФШ кп55	0,6		
9				100	68	933		0,7		
10				100	75	940		0,7		
11				102	85	950		0,7		
12				102	92	957		0,8		
13				82	104	969		1,3		
14	ЦСД-1	Переменного сечения		96	125,5	1125,5	20Х12ВНМФШ кп70	1,5		
15				102	143,5	1143,5		1,5		
16				102	159,5	1159,5		1,5		
17				104	178,5	1178,5		1,5		
18				104	154	1274		1,5		
19				112	184	1304		1,5		
20				100	214	1334	15Х11МФШ кп55	2,2		
21				102	251	1371		2,3		
22			Вильчатый	106	296	1416		3,2		
23	ЦСД-2		Т-образный с заплечиками	150	192	1392	20Х13Ш кп60	0,9	Профильный шип	Штамповка
24				150	232	1432		1,0		
25				140	255	1455		1,2	Утонение	
26			Вильчатый	90	285	1485		2,8		
27				110	295	1545		2,6		
28				94	375	1625		3,1		
29	ЦНД		Вильчатый	94	420	1870	15Х11МФШ кп60	5,1	-	
30				98	650	2100		7,1		
31			Елочный	92	940	2390		11,0		
32	ЦСД-2		Т-образный с заплечиками	150	192	1392	20Х13Ш кп60	0,9	Профильный шип	
33				150	232	1432		1,0		
34				140	255	1455		1,2	Утонение	
35			Вильчатый (три ножки)	90	285	1485		2,8		
36				110	295	1545		2,6		
37				94	375	1625		3,1		
38	ЦНД		Вильчатый	94	420	1870	15Х11МФШ кп60	5,1	-	
39				98	650	2100		7,1		
40			Елочный	92	940	2390		11,0		

Длинные лопатки с веерностью $d/l < 10$ выполняют закрученными в соответствии с изменяющимися по высоте треугольниками скоростей. Для относительно коротких лопаток углы закрутки профиля (разность между углами установки периферийного и корневого сечений) составляет 10…30°, а для лопаток последних ступеней могут достигать 65…70°. При этом для уменьшения центробежных сил и, следовательно, напряжений в хвостовике и в корневом сечении уменьшают площади сечения профиля рабочей части от корня к периферии.

В зависимости от индивидуальных особенностей профиля рабочей части, в частности от величины свесов входной и выходной кромок, при проектировании рабочих лопаток выполняется выбор геометрии промтельной части. Промтельная часть рабочей лопатки может быть выполнена прямой (рис. 2.61, а, б) или косой (рис. 2.61, в). Кроме того, для уменьшения свесов входной и выходной кромок профиль рабочей части может быть смещен в сторону спинки относительно хвостовика.

Схема сопряжения хвостовиков рабочих лопаток с гребнями дисков роторов различных турбин УТЗ представлена на рис. 2.62. Выбор типа хвостовика для рабочей лопатки определяется несколькими факторами: нагрузкой, которую должен выдержать хвостовик, технологическими возможностями турбинного завода и др.

На рис. 2.62, а показан один из хвостовиков, который нашел наиболее широкое применение в паровых турбинах УТЗ – Т-образный хвостовик. Это соединение выгодно отличается от соединений других типов простотой конструкции, а, следовательно, и наиболее простой технологией изготовления. Для установки рабочих лопаток на периферии диска выполняют окружной паз по профилю хвостовика лопатки. Для заводки лопаток в паз диска с двух его диаметрально противоположных сторон делают колодцы, через которые набираются и заводятся по окружности лопатки. Хвостовики плотно пригоняются друг к другу по тангенциальным плоскостям и прижимаются к опорной поверхности обода подкладными пружинами. Последними непосредственно в колодцы устанавливают замковые лопатки и закрепляют их к диску цилиндрическими заклепками.



а

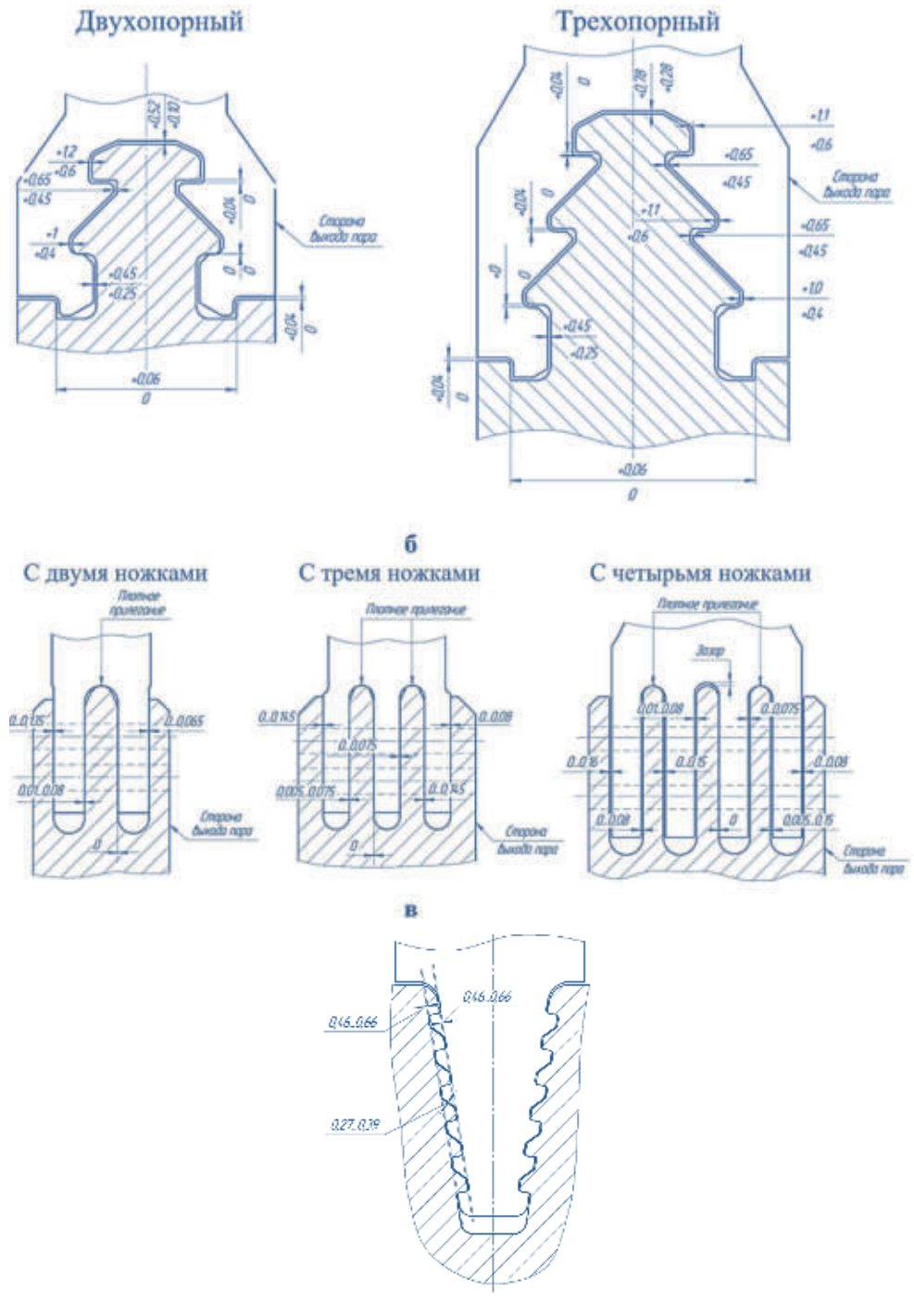


Рис. 2.62. Схемы сопряжений хвостовиков и гребней дисков:
а – *Т*-образных; б – грибовидных; в – вильчатых; г – елочных

Недостатком конструкции Т-образного хвостового соединения является изгиб под действием центробежных сил лопатки щечек обода диска, что приводит к необходимости их утолщения. Для того, чтобы уменьшить величину изгибающих напряжений, на лопатках и на диске в большинстве ступеней выполняются заплечики, которые удерживают щечки обода от раскрытия. Однако и в этом случае несущая способность Т-образного хвостового соединения относительно невелика, что не позволяет использовать его для длинных и сильно нагруженных лопаток.

Близким по несущей способности к Т-образному хвостовому соединению является грибовидный хвостовик (рис. 2.62, б). Его преимущество заключается в том, что он является легкодоступным при осмотре, а это гарантирует высокое качество сборки и возможность ревизий при ремонтах. Для уменьшения напряжений изгиба, которые возникают в ножках хвостовика, грибовидное хвостовое соединение, как и Т-образное, выполняется с заплечиками. На УТЗ применяются двух- и трехопорные грибовидные хвостовики. Для посадки лопатки на диск в ободе выполняют местный срез грибков на длине, превышающей шаг лопаток по хвосту на 1,0...1,5 мм. После наборки лопаток с плотной пригонкой их по тангенциальным плоскостям в замковый врез устанавливается лопатка со специальным хвостовиком, которая может крепиться к ободу диска одной или двумя заклепками. В настоящее время грибовидный хвостовик используется только в конструкции рабочих лопаток ЧСД турбины Т-125/150-12,8. Переход на грибовидный тип хвостовика был вызван необходимостью проектирования РСД цельнокованой конструкции: большие центробежные силы не позволяют использовать Т-образные хвостовики, а малые междисковые расстояния не позволяют выполнить сверления под заклепки в вильчатых хвостовиках.

Общим недостатком Т-образного и грибовидного хвостовых соединений является трудность частичной замены лопаток на диске при ремонтах. И в том, и другом случаях необходимо демонтировать замковую лопатку и часть лопаток, находящихся между замковой и заменяемой.

На рис. 2.62, в представлен вильчатый тип хвостовика. Сборка рабочих лопаток происходит путем установки сверху на диск. Каждая лопатка при этом крепится с помощью заклепок. Как правило, при этом используются две заклепки, расположенные в шахматном порядке между двумя соседними лопатками. Преимуществом вильчатого хвостовика является то, что он не требует организации замковых колодцев и изготовления замковых лопаток, а также позволяет выполнять демонтаж поврежденных рабочих лопаток без разлопачивания всей ступени.

Вильчатое соединение характерно большей несущей способностью, чем Т-образные и грибовидные соединения. Число вилок в хвостовом соединении зависит от величины центробежной силы лопаток. Для легких лопаток применяется конструкция хвоста с двумя-тремя вилками, а для тяжелых число вилок может быть увеличено до четырех. Применение вильчатого соединения приводит к увеличению толщины диска, из-за чего не всегда есть возможность его использовать.

Преимущество вильчатых хвостовых соединений заключается, прежде всего, в отсутствии изгибающих напряжений в ободе диска от действия центробежных

сил. Увеличением числа вилок и выполнением их ступенчатого сечения можно получить хвостовое соединение с высокой несущей способностью.

Вильчатое хвостовое соединение может быть с наружными вилками хвоста, что важно для влажнопаровых турбин, где обод диска требуется защищать от эрозии.

Наибольшей несущей способностью характеризуются елочные хвостовые соединения с торцевой установкой в диск (см. рис. 2.62, г, а также рис. 2.66), которые нашли применение в длинных рабочих лопатках последних ступеней (с длиной рабочей части 660, 830 или 940 мм). Конструкция елочного торцевого соединения допускает качание лопатки после установки в диск. Недостаток елочного торцевого соединения – его работоспособность (надежность) существенным образом зависит от технологических отклонений при изготовлении сопрягаемых деталей.

Различные варианты пакетирования рабочих лопаток представлены на рис. 2.63.

Для объединения рабочих лопаток с длиной рабочей части менее 270 мм в пакеты (от 6 до 14 лопаток) в ЧВД и ЧСД применяются накладные ленточные бандажи (рис. 2.63, а). Ленточный бандаж крепится к лопаткам расклепкой шипов. Шипы выполняются путем фрезерования торцевой поверхности периферийной части рабочей лопатки и при этом имеют круглое, профильное или полупрофильное сечение. Форма шипа определяется, главным образом, необходимостью восприятия центробежных сил от бандажа. Если профиль лопатки в периферийных сечениях относительно тонкий, то у основания шипа выполняется утолщение профиля со стороны спинки или с двух сторон. В случае отсутствия накладного бандажа в периферийном сечении рабочей лопатки выполняется утонение профиля, позволяющее исключить серьезные повреждения при задевании рабочих лопаток о детали статора.

С возрастанием мощности турбоагрегатов, когда вместе с ростом расхода пара увеличивается хорда лопаток, а также с увеличением диаметра ступени центробежная сила от массы бандажа возрастает настолько, что выполнение ленточного периферийного бандажа становится затруднительным [8].

В настоящее время получил достаточно широкое распространение ЦФБ. Цельнофрезерованным, или интегральным, называется бандаж, выполненный заодно с лопаткой (рис. 2.63, б). Лопатки с ЦФБ применяются в конструкции лопаток как ЧНД и ЧСД, так и ЧВД (рис. 2.64).

Альтернативой накладному бандажу для лопаток ЧВД и ЧСД является ЦФБ со специальными полостями или канавками, в которые устанавливаются различные по конструкции демпферные связи. Демпферная связь выполняется в виде демпферной проволоки или полосы трапециевидного сечения, которые устанавливаются в паз, выточенный в ЦФБ (см. рис. 2.63, в). При колебаниях между связью и бандажом возникают силы трения, гасящие колебания. Вместе с тем эта связь не препятствует взаимному тепловому расширению отдельных рабочих лопаток.

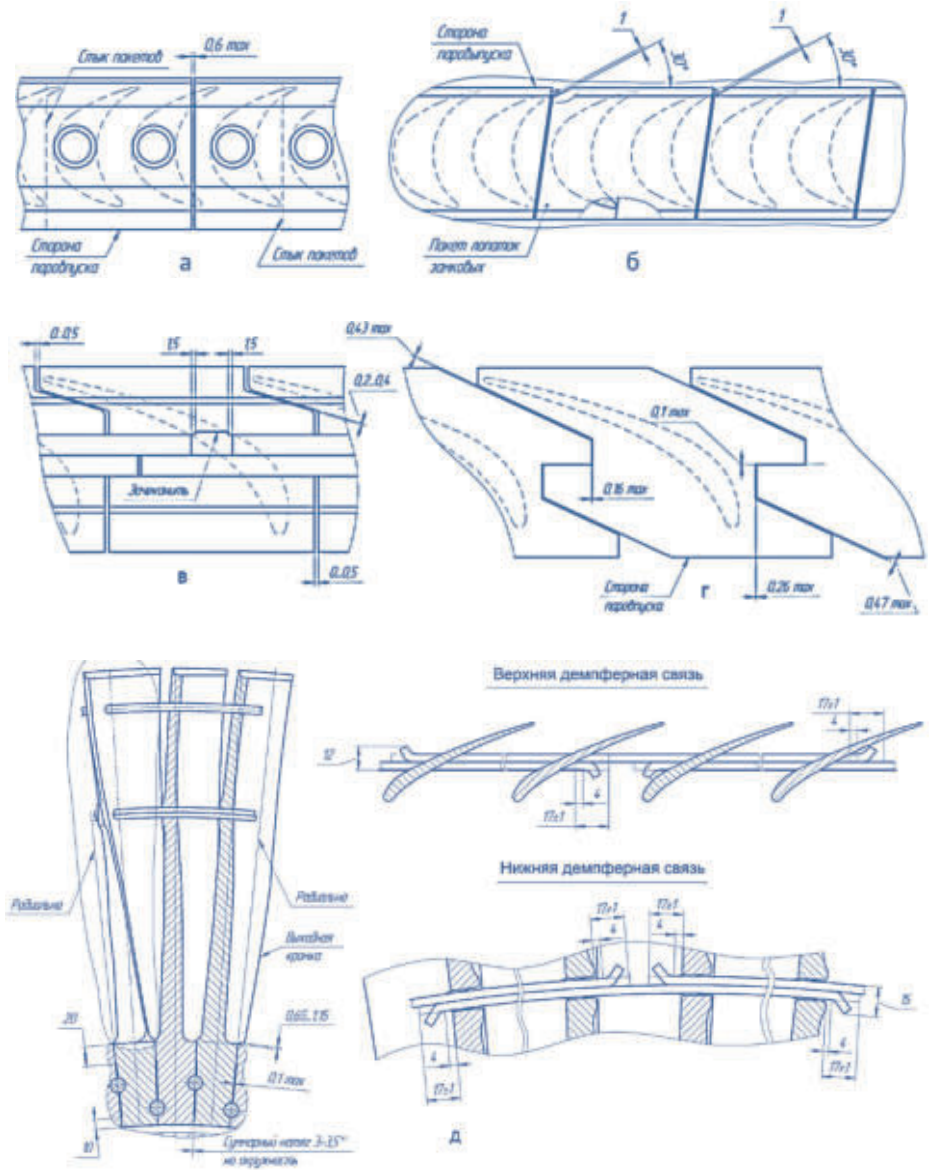


Рис. 2.63. Различные варианты пакетирования рабочих лопаток УТЗ: а – накладной бандаж; б – ЦФБ; в – ЦФБ со вставками типа «ласточкин хвост»; г – бандаж *Z-lock;* д – пакетирование с помощью демпферных связей

Основными преимуществами ЦФБ перед накладным бандажом для лопаток ЧВД и ЧСД являются технологичность изготовления и надежность конструкции.

Выполнение на периферии лопатки ЦФБ с «зубом» или в форме *Z-lock* (рис. 2.63, г) также препятствует раскрутке лопатки. Принцип работы такого типа бандажей основан на взаимодействии сегментов торцевой поверхности бандажа. Поверхности бандажа ориентируют таким образом, чтобы обеспечить их принудительный контакт. Замыкание лопаток «на круг» осуществляется за счет

усилий, возникающих по контактным поверхностям при сборке или из-за раскрутки лопаток. Контакт поверхностей соседних лопаток и возникающие на них силы трения приводят к демпфированию колебаний.



Рис. 2.64. Рабочие лопатки УТЗ с различными вариантами ЦФБ: а – 3-я ступень, турбина ТНД-17; б – 20-я ступень, турбина Т-175/210-130; в – 1-я ступень, турбина ТНД-17

Очень важную роль в облопачивании ступеней играют демпферные связи (проволоки) (рис. 2.63, д), устанавливаемые между корневым и периферийным сечениями. Применение демпферных связей приводит и к отрицательным последствиям.

Во-первых, для установки связи в пере лопатки приходится выполнять отверстия, являющиеся концентраторами напряжений и потенциальными зонами образования трещин с последующим обрывом части пера лопатки. Это приводит к тому, что в месте установки связи необходимо утолщать профиль. Поэтому обтекание паром зоны установки связи становится неоптимальным и возникают дополнительные потери энергии.

Во-вторых, затруднительно обеспечить прочность самой демпферной связи в условиях работы во влажнопаровом потоке при тех огромных центробежных силах, которые на нее действуют. Обрывы демпферных связей – достаточно частое явление. Оборвавшаяся демпферная связь может быть не только причиной разрушения лопаточного аппарата вследствие ее заклинивания, 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 титановых проволок.

В-третьих, технология установки демпферных 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 исключения опасных видов колебаний. 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.

Во всех случаях демпферная связь должна быть сделана так, чтобы она выполняла свои функции: она должна плотно прилегать к лопатке под действием центробежных сил и создавать силу трения – и вместе с тем достаточно жесткой, чтобы иметь необходимую прочность.

Учитывая вышесказанное, в настоящее время УТЗ постепенно уходит от использования демпферных связей, заменяя их на не менее надежный ЦФБ.

Примерами описанных выше конструктивных решений являются рабочие лопатки турбин Т-295/335-23,5 (табл. 2.6).

Таблица 2.6

Примеры конструкции рабочих лопаток УТЗ

		
13-я ступень турбины Т-295/335-23,5: Т-образный хвостовик, прямая промтельная часть, постоянный по высоте профиль (без смещения), прямой ЦФБ. Пакетирование рабочих лопаток осуществляется с помощью демпферных вставок по типу «ласточкин хвост»	**17-я ступень турбины Т-295/335-23,5:** Т-образный хвостовик, прямая промтельная часть, переменный по высоте профиль (без смещения), ЦФБ с зацепом. Пакетирование рабочих лопаток осуществляется аналогично 13-й ступени	**22-я ступень турбины Т-295/335-23,5:** вильчатый хвостовик с центральным расположением заклепок, прямая промтельная часть, переменный по высоте профиль рабочей части, ЦФБ в форме *Z-lock*

Особым случаем в конструкциях рабочих лопаток являются пакеты регулирующей ступени (рис. 2.65). Объединение лопаток в пакеты необходимо для повышения надежности лопаточного аппарата, работающего в сложных условиях парциального подвода пара и высоких параметров пара.

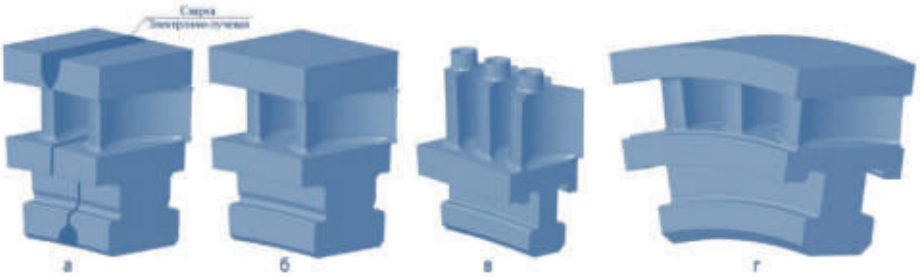


Рис. 2.65. Пакеты регулирующей ступени:

а – сварной пакет, турбина Т-120/130-130-8МО; б – цельнофрезерованный пакет, турбина ПТ-70-12,8/1,27; в – цельнофрезерованный пакет, состоящий из трех лопаток, турбина К-65-130; г – цельнофрезерованный пакет, состоящий из трех лопаток, турбина Т-295/335-23,5

Традиционно на УТЗ применялись конструкции сварных пакетов, состоящих из двух лопаток, сваренных по радиальным плоскостям хвостовиков и бандажей электронно-лучевой сваркой. Недостатком применения сварной конструкции пакета лопаток является большой срок изготовления, необходимость проведения последующей термообработки, контроля сварных швов на наличие трещин и непроваров, а также явление коробления металла при сварке лопаток, изменение механических свойств материала. Кроме того, применение сварных пакетов ведет к существенному увеличению слесарных работ для пригонки плотности установки пакетов по радиальным плоскостям. Опыт применения пакетов лопаток в точнолитом исполнении оказался отрицательным ввиду низких пластических характеристик материала литых пакетов, все ступени с литыми пакетами либо разрушены, либо в срочном порядке заменены на ступени со сварными пакетами.

С целью снижения сроков изготовления пакетов регулирующей ступени за счет уменьшения количества операций, а также повышения надежности лопаточного аппарата путем исключения сварочных работ и связанных с ними дефектов (непровары, трещины в сварных швах, коробление металла и изменение механических свойств) были спроектированы и изготовлены цельнофрезерованные пакеты рабочих лопаток.

Пакет лопаток, включающий в себя две или три лопатки, хвостовик и бандажную полку, выполняется из одной заготовки. Каждая лопатка располагается радиально. Профиль по высоте может быть любой конфигурации при соблюдении условий технологичности. Механическая обработка производится на станках с ЧПУ фрезерованием.

Многолетний опыт эксплуатации паровых турбин различных типов позволил выявить серьезные проблемы, связанные с негативным влиянием постоянно действующих эксплуатационных факторов. К ним относятся износ и повреждение рабочих лопаток турбин [9, 10], в том числе:

- абразивный эрозионный износ;

- язвенная коррозия;
- коррозионное растрескивание под напряжением и коррозионно-усталостные повреждения в зоне фазового перехода;
- каплеударный эрозионный износ в зоне влажного пара;
- эрозионно-коррозионный износ.

Учитывая вышесказанное, возникает необходимость искать эффективные способы повышения прочности и износостойкости рабочих лопаток.

Большинство способов повышения прочности и износостойкости рабочих лопаток заключается в защите поверхностей рабочей части. Принципиально эти способы могут быть разделены на две большие группы: активные и пассивные способы. Активные направлены на снижение степени влажности и уменьшение размеров жидких частиц двухфазного потока. Пассивные способы ориентированы на улучшение свойств поверхностных слоев (упрочнение) и создание различного рода износостойких покрытий [11].

К пассивным способам защиты лопаток относятся:
- напайка стеллитовых пластин;
- электроискровое легирование;
- закалка с нагревом токами высокой частоты;
- покрытия, нанесенные с помощью газотермических технологий;
- покрытия, нанесенные с помощью вакуумно-упрочняющих технологий.

Из представленных способов УТЗ в настоящее время активно использует напайку стеллитовых пластин (рис. 2.66). Защита входной кромки обеспечивается путем припайки пластин толщиной 2 мм из стеллита В3К. Данный способ позволяет обеспечить твердость поверхности не менее 41,5 HRC.

Кроме того, в настоящее время ведутся экспериментальные работы по замене технологии напайки стеллитовых пластин на защитно-упрочняющие покрытия методом лазерной порошковой наплавки; ведутся работы по защите рабочих лопаток первых ступеней ЧВД, а также рабочих лопаток ступеней, работающих в зоне фазового перехода.



Рис. 2.66. Защита выходной кромки с помощью припаянных стеллитовых пластин. Рабочая лопатка с длиной рабочей части 660 мм: слева– вид со стороны «корытца»; справа – вид со стороны «спинки»

2.6. Подшипники

Роторы турбин УТЗ опираются на подшипники скольжения. Осевое давление воспринимается упорным подшипником сегментного типа (с упорными колодками). Один из подшипников турбины соединяет в себе опорный вкладыш и упорные колодки, образуя опорно-упорный вкладыш. Все опорные вкладыши имеют эллиптическую («лимонную») расточку, при которой зазоры между вкладышем и ротором по бокам больше, чем сверху. Эллиптическая расточка способствует образованию устойчивого масляного клина под шейкой ротора и демпфирующего клина в верхней части расточки (в ненагруженной зоне), что повышает виброустойчивость, а также стабильность центровки ротора в расточке [12].

В табл. 2.7 приведены величины зазоров для опорных вкладышей подшипников УТЗ разных размеров.

Таблица 2.7

Верхние и боковые зазоры между вкладышем подшипника и ротором турбины

Размер вкладыша, мм		Зазор, мм	
		верхний	боковой
Ø 240	L[1] = 200[2]	0,20…0,30	0,425…0,525
Ø 240	L = 150	0,25…0,35	0,50…0,55
Ø 280	L = 230[3]	0,30…0,40	0,55…0,60
Ø 300	L = 230	0,30…0,40	0,57…0,62
Ø 325	L = 400	0,40…0,48	0,65…0,69
Ø 330	L = 300[2,3]	0,35…0,45	0,67…0,72
Ø 360	L = 290[2]	0,30…0,40	0,65…0,70
Ø 435	L = 320	0,70…0,80	0,85…0,90
Ø 450	L = 450	0,75…0,90	0,825…0,90

[1] *Длина опорной части вкладыша.*
[2] *Вкладыш турбины Т-295/335-23,5.*
[3] *Вкладыш опорно-упорный.*

Опорный вкладыш состоит из двух половин и стягивается по разъему шпильками, ввернутыми в нижнюю половину. Разъем половин вкладыша выполнен в виде замка «выступ – впадина», препятствующего их относительному поперечному перемещению. Соприкасающиеся горизонтальные участки разъема соединяются без зазора. По внутреннему диаметру обе половинки вкладыша заливаются баббитом Б-83 (рис. 2.67).

Толщина слоя баббита составляет 5…6 мм. Надежное крепление баббита обеспечивается выполнением на заливаемой поверхности вкладыша кольцевых и

продольных пазов типа «ласточкин хвост». Плотность прилегания баббита к телу вкладыша контролируется пенетрацией (цветной дефектоскопией) по II классу и УЗК.

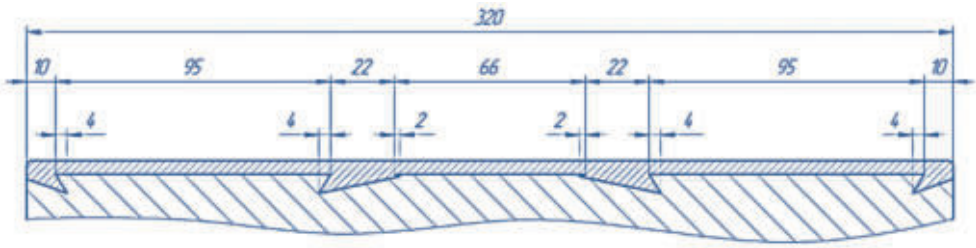


Рис. 2.67. Баббитовая заливка опорного вкладыша

Масло подается во вкладыш с левой стороны через отверстие, расположенное в поперечной оси вкладыша несколько ниже разъема, подхватывается ротором и через верхнюю половину поступает в масляный клин, образующийся в нижней половине вкладыша.

Вкладыши различают в зависимости от конструкции канала подачи масла в масляный клин. Условно используются понятия «одноклиновой вкладыш» и «двухклиновой вкладыш». В одноклиновом вкладыше для транспортировки масла выполняется маслопередающая канавка, занимающая часть эллиптической расточки (рис. 2.68). В двухклиновом вкладыше вместо канавки выполняется маслоперепускной канал, размещаемый над эллиптической расточкой и не нарушающий ее поверхности. Двухклиновыми выполнены четыре наиболее нагруженные вкладыша турбины Т-295/335-23,5 (рис. 2.69). Все остальные турбины УТЗ укомплектованы одноклиновыми вкладышами.

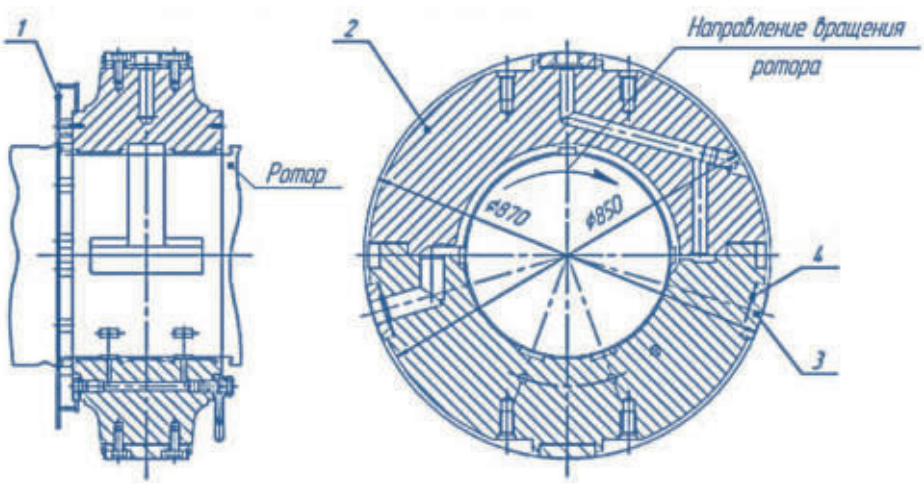


Рис. 2.68. Вкладыш опорный одноклиновой турбины Т-295/335-23,5:
***1* – кольцо маслозащитное; 2 – вкладыш ∅ 435; 3 – подушка установочная; 4 – прокладка установочная**

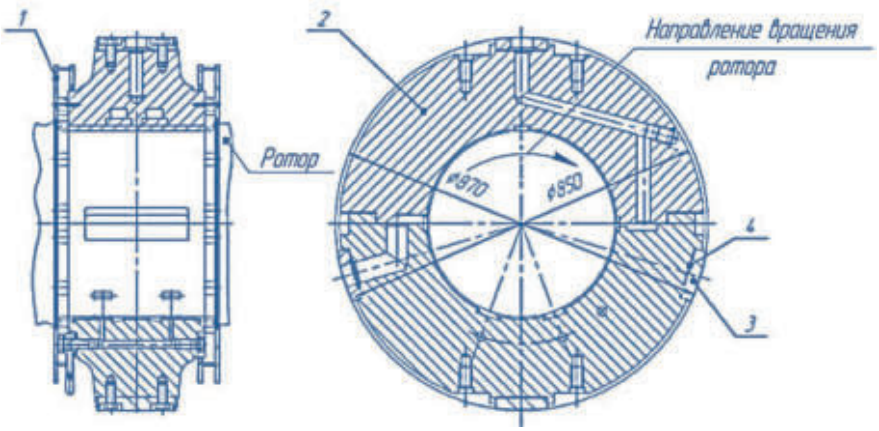


Рис. 2.69. Вкладыш опорный двухклиновой (∅ 435) турбины Т-295/335-23,5; обозначения – см. рис. 2.68

Одноклиновые вкладыши заметно технологичнее двухклиновых, однако наличие маслоперепускной канавки уменьшает протяженность и эффективность демпфирующего масляного клина, образующегося в верхней половине. Наличие маслоперепускной канавки, кроме того, способствует образованию вакуумных зон в верхней части вкладыша, за счет чего происходят подсос воздуха из корпуса подшипника и, как следствие, аэрация и вспенивание масла перед его поступлением в несущий масляный клин. Это вполне допустимо для сравнительно малонагруженных подшипников, что и доказала многолетняя эксплуатация вкладышей в турбинах УТЗ практически всех типов. При этом вкладыши с внутренним перепуском масла более надежны и допускают большую удельную нагрузку (табл. 2.8).

Все вкладыши выполнены из литых заготовок, сталь 25Л ГОСТ 977–88.

Таблица 2.8

Удельные нагрузки на вкладыши

Турбина	Параметр вкладыша	Порядковый номер вкладыша							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Т-125/150-12,8	Диаметр шейки ротора, мм	280	240	300	360	360	360	400	
	Рабочая длина вкладыша, мм	232	152	232	282	282	282	442	
	Удельная нагрузка, кг/см²	3,45	8,6	12,4	7,8	9,22	9,22	12,7	
Т-295/335-23,5	Диаметр шейки ротора, мм	330	240	360	435	435	435	435	450
	Рабочая длина вкладыша, мм	292	192	282	312	312	312	312	442
	Удельная нагрузка, кг/см²	9,96	9,76	5,79	10,8	9,33	12,1	12,1	13,6
Т-63/76-8,8	Диаметр шейки ротора, мм	300	360	325					
	Рабочая длина вкладыша, мм	223	282	394					
	Удельная нагрузка, кг/см²	13,5	15,8	10,2					
ПТ-60-8,9/1,9	Диаметр шейки ротора, мм	280	240	300	360	350			
	Рабочая длина вкладыша, мм	2302	192	232	282	394			
	Удельная нагрузка, кг/см²	3,95	4,57	14,0	13,8	14,2			

В расточке корпуса подшипника вкладыш устанавливается на подушках, три из которых крепятся на нижней половине и одна – на верхней. Под каждую подушку устанавливаются прокладки, изменением толщины которых производится центровка вкладыша в корпусе и достигается необходимый натяг 0,07...0,12 мм при установке крышки. В окончательно отцентрированном вкладыше под подушкой должно быть не более двух прокладок толщиной не менее 1 мм. Подушки и прокладки должны быть тщательно притянуты болтами. При подгонке необходимо обеспечить прилегание подушек по всей опорной поверхности. Для надежного контакта подушек с расточкой корпуса следует до укладки ротора во вкладыш обеспечить под нижней подушкой зазор 0,05...0,07 мм. После укладки ротора зазор выбирается полностью. Плотность установки вкладышей в корпусе подшипника обеспечивается натягом, который создается по посадочной поверхности вкладыша при обтяжке крепежа корпуса подшипника.

Для установки этого вкладыша не требуется создания натяга при установке крышки корпуса подшипника.

Правильность работы вкладыша контролируется по нагреву баббитовой заливки термометрами сопротивления (медными, платиновыми – по запросу заказчика), которые устанавливаются в месте заливки баббитом паза типа «ласточкин хвост» вблизи точки максимального давления масляного клина (рис. 2.70).

Из опорных вкладышей масло вытекает (выбивается) по обоим его торцам как в сторону цилиндра, так и в сторону муфты между роторами. Для предотвращения выбивания масла вдоль ротора в сторону муфты на выступах, выполненных на торцевой поверхности вкладыша, установлена маслоприемная камера с уплотнительным гребнем, установленным на торцевой стенке камеры со стороны ротора. В нижней части камеры выполнен маслосливной канал.

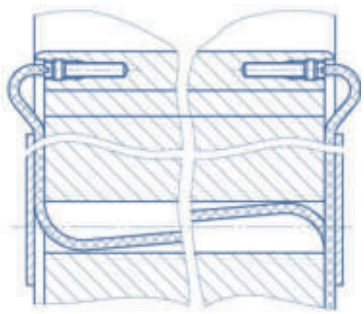


Рис. 2.70. Установка термометров сопротивления в баббитовой заливке

В турбинах УТЗ применяются опорно-упорные подшипники трех конструктивных типов: с одним упорным гребнем на роторе (односторонние подшипники), с двумя рядами упорных колодок, обращенными в сторону гребня (так называемые упорные подшипники типа Митчелла (рис. 2.71), самоустанавливающиеся подшипники типа Кингсбери турбины ТНД-17 (рис. 2.72) и подшипники с двумя гребнями (двусторонние подшипники) турбины Т-295/335-23,5. В составе всех остальных турбин применены односторонние подшипники.

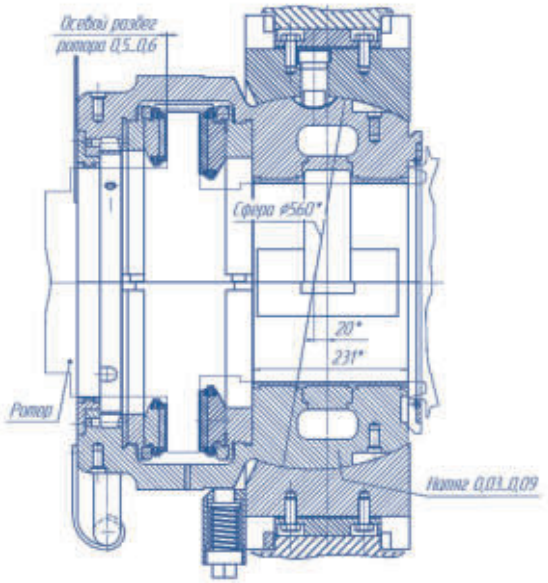


Рис. 2.71. Опорно-упорный подшипник с одним гребнем (турбины Т-63/76-8,8; К-60-12,8; К-65-12,8)

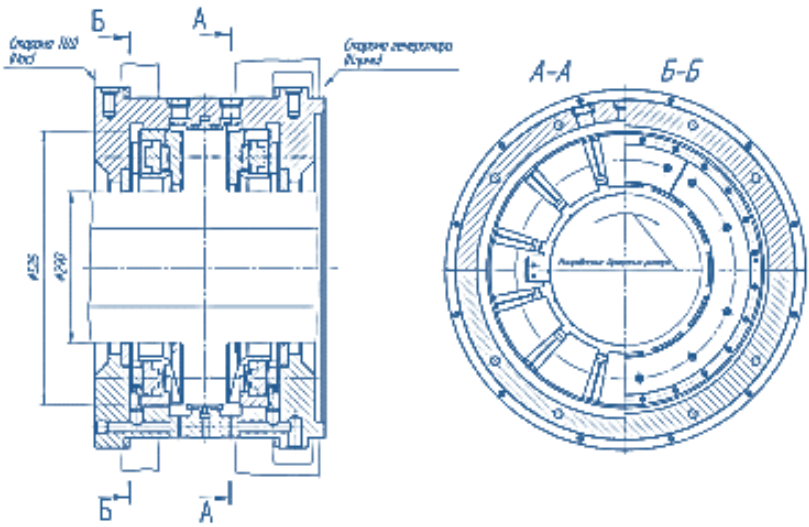


Рис. 2.72. Самоустанавливающийся упорный подшипник турбины ТНД-17

Двусторонние и односторонние подшипники традиционных для УТЗ конструкций (см. рис. 2.71) имеют изготавливаемые из стали опорно-упорный вкладыш и обойму со сферическим гнездом, в которое помещается сферическая часть вкладыша, а также упорную часть с рабочими колодками. Вкладыш и обойма выполняются из двух половин, стягиваемых шпильками. Фиксация половин друг относительно друга у обоймы производится штифтами, а у вкладыша – призонной частью болтов. Упорные колодки выполнены одинаковых размеров, независимо от

того, какое направление имеет сила осевого давления – в сторону турбины или в сторону генератора. Понятие «установочные колодки» применительно к турбинам УТЗ более не употребляется, так как направление осевого усилия меняется в зависимости от режима работы теплофикационной турбины. При этом при проектировании каждой турбины выполнены конструктивные мероприятия для уменьшения величины этой силы путем организации разнонаправленных потоков пара в каждом цилиндре и организации думмисов (разгружающих поршней, образуемых специально подобранным перепадом диаметров участков ротора).

Консольная часть одностороннего подшипника опирается на пружинный амортизатор, с помощью которого при сборке турбины горизонтальный разъем вкладыша устанавливается натяжением пружины в положение, соответствующее оси свободно лежащего ротора.

Для того чтобы не увеличивать расстояние между опорами РВД, опорная часть вкладыша выполнена со стороны ЦВД. Обойма вкладыша устанавливается в расточку корпуса подшипника: паз на наружной поверхности обоймы охватывает расточка, закрепляя вкладыш в корпусе. С двух сторон паза вставляются установочные кольца, за счет изменения их размеров производится установка вкладыша и, следовательно, ротора турбины в необходимое осевое положение.

Опорная часть вкладыша выполнена аналогично вкладышам опорных подшипников. Отличие в системе подвода масла заключается в том, что до входа во внутреннюю полость вкладыша масло проходит в кольцевую камеру, из которой оно направляется как к опорной части вкладыша, так и к расположенным рядом упорным колодкам, для чего в камере по окружности имеется ряд отверстий в пространстве между колодками. Колодки, расположенные с другой стороны упорного диска, снабжаются маслом из другой кольцевой камеры, к которой оно подводится трубами (рис. 2.73, 2.74).

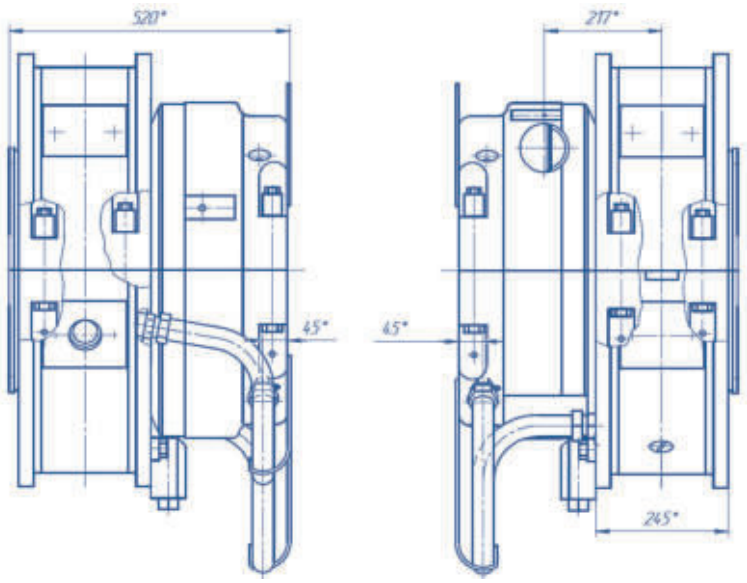


Рис. 2.73. Подвод масла к упорным колодкам гибкими трубами от опорной части вкладыша

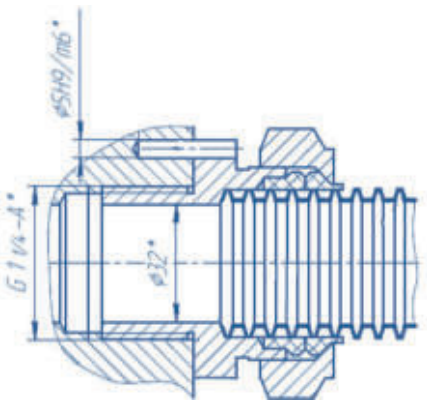


Рис. 2.74. Присоединение гибкого шланга к камере подачи масла в упорные колодки

Масло из колодок попадает в сливную полость и из нее отводится тангенциально расположенным патрубком из верхней половины вкладыша. В сливном патрубке организовано сопротивление сливу в виде плоской перегородки для создания подпора на сливе масла. При этом уровень масла в сливной полости упорных колодок поднимается, и в ней формируется масляная ванна. Уплотнение упорного диска по его периферии не выполняется, поскольку, по данным УТЗ, это уменьшает потери на трение диска о масло.

На рис. 2.75 показан комбинированный двусторонний опорно-упорный вкладыш подшипника турбины Т-295/335-23,5, колодки в котором расположены симметрично и имеют одинаковые размеры. Это является благоприятным для восприятия осевых усилий, которые в крупных, особенно в теплофикационных, турбинах могут изменять свое направление при изменении режимов работы турбины. Подшипник не имеет большой консоли, что исключает необходимость установки амортизатора.

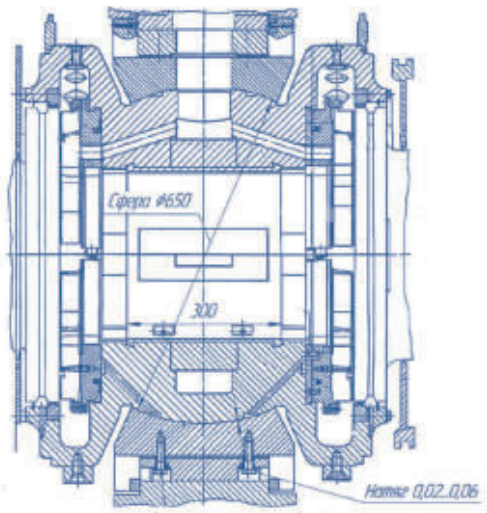


Рис. 2.75. Вкладыш опорно-упорный (Ø 310) турбины Т-295/335-23,5

В то же время двусторонний подшипник требует некоторого усложнения конструкции ротора вследствие выполнения на нем двух упорных дисков; такой подшипник имеет повышенные потери мощности от трения дисков о масло. Как видно из рис. 2.76, подвод масла во вкладыш осуществляется сверху через аварийный бачок. Попав в основной кольцевой канал, масло поступает к масляным карманам с правой и с левой сторон опорной части, входит в масляный зазор и образует сверху и снизу масляный клин. К обоим рядам упорных колодок масло подается из основного кольцевого канала через симметрично расположенные отверстия в пространство между колодками.

В случае аварийного прекращения маслоснабжения подшипника по штатной схеме масло к опорной части и к упорным колодкам подается из аварийного бачка через две дозирующие трубки. Из правой трубки оно по дуговому каналу поступает к правому масляному карману, а из левой – через поперечный канал к двум кольцевым каналам на наружной поверхности сферической части вкладыша, затем через косые сверления – в кольцевые каналы на торцевой части вкладыша и через штуцеры с калиброванными отверстиями – к каждой колодке.

Упорная часть вкладыша имеет два ряда упорных колодок, либо расположенных по обеим сторонам упорного диска в одностороннем опорно-упорном вкладыше, либо прилегающих со стороны опорной части вкладыша к двум дискам в двустороннем вкладыше.

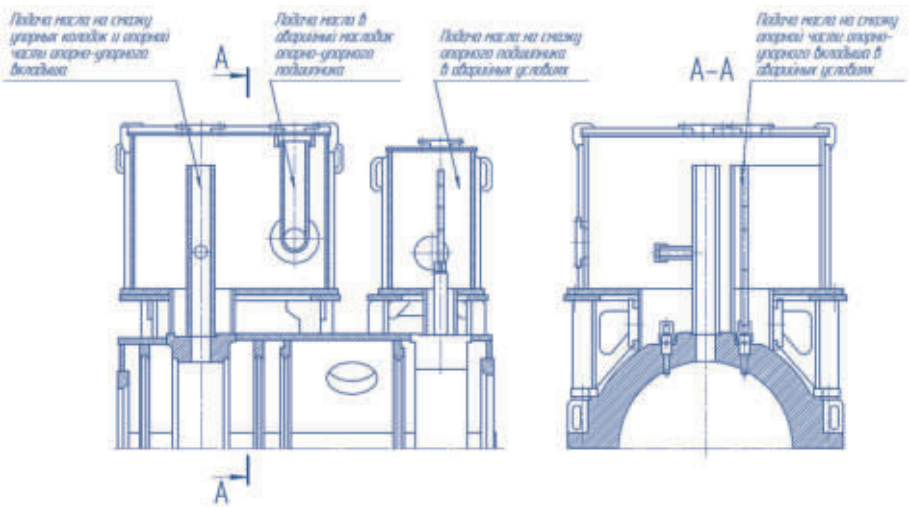


Рис. 2.76. Бачки для аварийной смазки подшипников

В опорно-упорных вкладышах всех турбин УТЗ используются только слоеные упорные колодки. Каждая слоеная колодка (рис. 2.77) состоит из трех частей (слоев): рабочей части – биметаллической (бронза, покрытая слоем баббита), опорной части традиционной конструкции и средней части, имеющей полость, соединенную с масляным клином специальным сверлением. Через отверстие и полость осуществляется принудительное прокачивание масла за счет повышенного давления в масляном клине. Таким образом, рабочая часть колодки омывается маслом с двух сторон, температурное поле выравнивается, коробление колодки исключается, и увеличивается ее несущая способность [13].

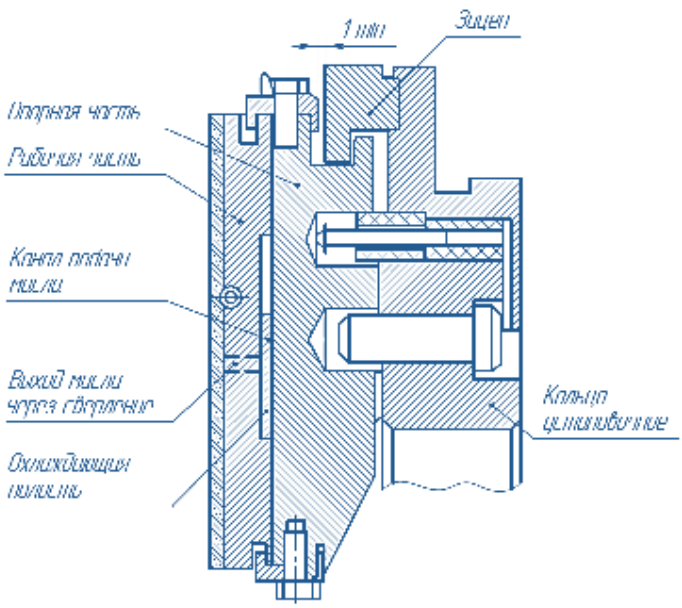


Рис. 2.77. Колодка упорная слоеной конструкции

Для организации температурного контроля режима работы колодок подшипников в нижней половине каждого опорного вкладыша установлен термопреобразователь сопротивления, размещаемый в баббите на глубине 7 мм от поверхности по оси расточки вкладыша под углом 25...30° к вертикальной оси в месте наименьшей толщины масляной пленки. Термопреобразователи сопротивления установлены также в каждой упорной колодке. Чтобы не происходило обрыва, провода проходят из колодки в опорное кольцо через электроизоляционную втулку, расположенную на оси опорной площадки колодки. В колодке термопреобразователь сопротивления размещен в слое баббита на глубине 2,5 мм со стороны, которая во время работы турбины находится наиболее близко к упорному диску.

Если температура какой-либо колодки отличается от температуры других колодок, то следует проверить правильность изготовления колодки и ее установки. Если же наибольшую разность температур имеют диаметрально расположенные колодки подшипников, причем разность плавно уменьшается на колодках, расположенных справа и слева от этого диаметра, то либо вкладыш установлен с перекосом, либо опорное кольцо выполнено разной толщины с его противоположных сторон (опорные поверхности непараллельны). Перекос вкладыша происходит также при кручении ригеля, на котором установлен корпус подшипника.

Подшипники турбин УТЗ размещаются либо в отдельно стоящих корпусах, которые самостоятельно устанавливаются на фундаментные рамы, либо в специальных коробках (картерах), вваренных в корпус цилиндра. Корпуса подшипников и коробки выполняются сварными из углеродистой стали, что повышает их надежность в эксплуатации, качество исполнения и не осложняет технологический процесс при изготовлении.

С обеих сторон отдельно стоящих корпусов подшипников выполняются площадки для опирания лап цилиндров. Под опорными лапами установлены круглые подкладки из стали 95Х18 с высокой твердостью, на которые опираются устанавливаемые в отверстиях лап во время монтажа динамометры. Для контроля за поперечным тепловым расширением цилиндров на лапах устанавливаются штифты. Расширение измеряется по изменению зазора между штифтами. Шпонки охлаждаются водой, проходящей по П-образному каналу. Для снижения нагрева корпусов подшипников и протекающего в них масла со стороны горячих цилиндров к корпусам крепятся тепловые экраны. К торцевым стенкам корпусов крепятся траверсы с приваренными вертикальными шпонками.

2.7. Валоповоротное устройство

Валоповоротное устройство (ВПУ), как правило, расположено на крышке заднего подшипника, во время пуска и останова турбины оно вращает валопровод с частотой 3…4 об/мин, обеспечивая равномерный прогрев и остывание роторов, что предотвращает их тепловой прогиб. ВПУ используется также при ремонтах и настройке автомата безопасности.

На большинстве выпускаемых в настоящее время турбин УТЗ применяются ВПУ с электродвигателями мощностью 22 кВт; более мощные – 45 кВт – устанавливаются на турбинах Т-295/335-23,5, имеющих «тяжелые» валопроводы. Двигатели большей мощности выбраны и с большей частотой вращения, что позволило ВПУ обоих вариантов иметь примерно одинаковые габариты при разных передаточных отношениях редукторов.

ВПУ турбин Т-120/130-130-8МО и Т-125/150-12,8 приведены на рис. 2.78, 2.79.

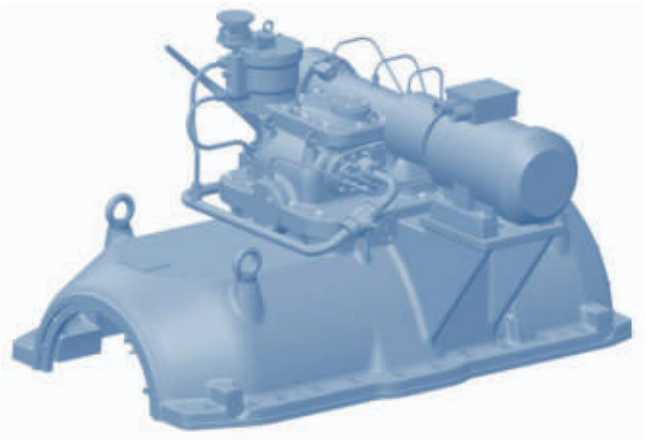


Рис. 2.78. Твердотельная модель ВПУ турбины Т-125/150-12,8

ВПУ включает в себя электродвигатель переменного тока мощностью 22 кВт с частотой вращения 730 об/мин, редуктор и механизм дистанционного и ручного управления. Электродвигатель *15* соединяется с редуктором муфтой *16* через эластичные втулки. Редуктор имеет две ступени: первую – червячную с передаточным отношением 1:45, вторую – зубчатую с передаточным отношением 28:132; суммарное передаточное отношение составляет 1:212.

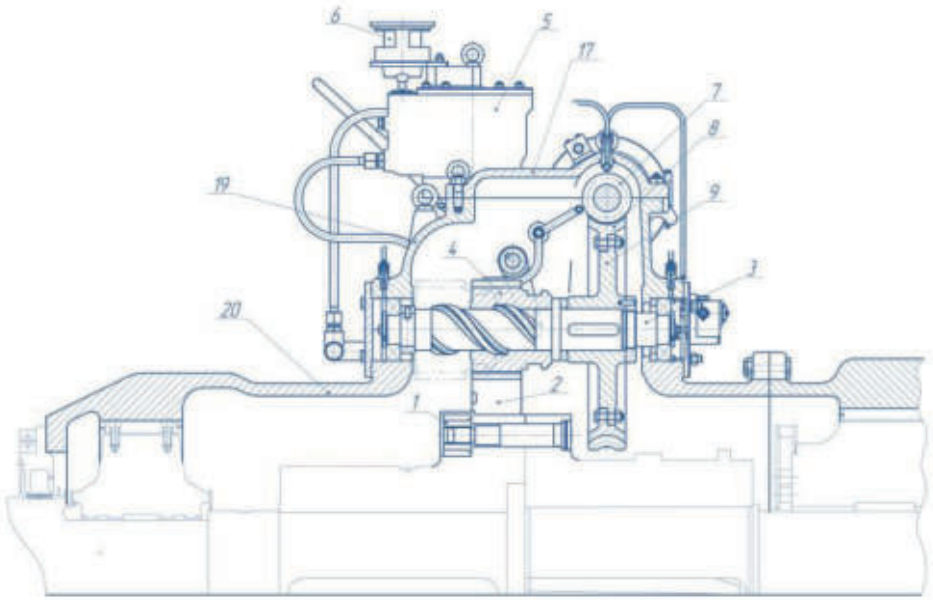


Рис. 2.79. ВПУ турбины Т-125/150-12,8: 1 – соединительная часть муфты; 2 – шестерня ведомая; 3 – вал червячного колеса; 4 – шестерня ведущая; 5 – сервомотор; 6 – электромагнит; 7 – червяк; 8 – обод червячного колеса; 9 – ступица червячного колеса; 10 – рычаг наружный; 11 – вал рычагов; 12 – рычаг; 13 – пружина; 14 – рычаг внутренний (вильчатый); 15 – электродвигатель; 16 – муфта; 17 – крышка червяка; 18 – маховик; 19 – крышка червячного колеса; 20 – крышка заднего подшипника; 21 – манжета резиновая армированная

Червяк *7*, ведущая шестерня *4* и вал червяного колеса *3* выполняются из стали 40Х, причем две последние детали имеют азотированные рабочие поверхности. Червячное колесо имеет обод из бронзы ОФ-10-1 и ступицу из стали. Оно жестко закреплено на валу шпонкой и гайкой. Ведущая шестерня может перемещаться вдоль вала червячного колеса по шлицевому соединению с двойным винтовым зубом с помощью рычагов, закрепленных на валу *11*. Из двух рычагов, расположенных снаружи, один (*10*) предназначен для ручного перемещения шестерни, а другой (*12*) – для ее перемещения сервомотором.

На одном конце червяка *7* закреплена муфта *16*, соединяющая его с электродвигателем *15*, а на другом – маховик *18*, позволяющий проворачивать ротор вручную. Червяк и вал червячного колеса имеют шариковые подшипники. Зацепление зубчатой и червячной пар и подшипники смазываются маслом из системы смазки турбины. Масло подводится через специальный выключатель, золотник которого поворачивается валом рычагов. Выключатель обеспечивает подачу масла во время работы ВПУ и отключает подачу при останове ВПУ. Выходы червяка через корпус ВПУ уплотняются резиновыми манжетами *21*, обеспечивающими герметичность уплотнения. Масляный сервомотор *5* предназначен для дистанционного включения ВПУ и выполнен поршневым с односторонним подводом масла, которое подается от линии смазки.

В выключенном состоянии ВПУ ведущая шестерня сдвинута в сторону регулятора частоты вращения до упора в кольцо на валу червячного колеса, между

зубцами шестерен обеспечивается зазор 3...5 мм.

При дистанционном включении ВПУ реле включает электромагнит *6*, который поднимает золотник сервомотора; масло поступает в полость над поршнем сервомотора, и он начинает опускаться. Нижний конец штока поршня, пройдя 3...5 мм, нажимает на стакан пружины, амортизирующее устройство штока начинает нажимать на короткий пружинный рычаг сверху, поворачивает его и вал рычагов, который смещает ведущую шестерню в сторону генератора. Зубья шестерен либо упираются друг в друга торцами, либо входят в зацепление на глубину до 5...10 мм. Войти в зацепление глубже они не могут, так как из-за винтовых шлицев поступательное движение ведущей шестерни ограничивается тем, что она одновременно поворачивается и, как только зазор между поверхностями зубцов выбирается, дальнейшее движение ведущей шестерни прекращается, поскольку повернуть ведомую шестерню вместе с валопроводом сервомотор не в состоянии. В обоих случаях движение прекращается, в то время как под действием давления масла поршень сервомотора продолжает опускаться, сжимая пружину амортизирующего устройства. Через 8...9 с после нажатия кнопки срабатывает реле времени, включая через магнитный пускатель двигатель ВПУ. Если зубцы упирались торцами, то при повороте ведущей шестерни, как только зубцы разойдутся, они «вталкиваются» в зацепление амортизирующим устройством. Для лучшего захода зубцов на их торцевой поверхности делаются скосы.

При дальнейшем повороте ведущая шестерня втягивается в полное зацепление и доходит до упора в бурт червячного колеса, сжимая через рычаги пружину в стакане. Когда шестерня входит в зацепление на 15...20 мм, выступ наружного рычага перестает нажимать на конечный выключатель, и он замыкает пусковую цепь двигателя помимо реле времени, одновременно размыкая цепь электромагнита. В это время зажигаются две сигнальные лампы, сигнализирующие, что произошло зацепление шестерен и ВПУ работает. Золотник и поршень сервомотора возвращаются в исходное положение, и в дальнейшем поршень не препятствует выходу шестерни из зацепления.

Расцепление шестерен происходит, как только при подаче пара в турбину частота вращения валопровода становится больше той, которую ему сообщило ВПУ. При этом за счет винтовых шлицев ведущая шестерня выталкивается из зацепления и сжатой ранее в стакане пружиной доводится до упора в сторону регулятора, а выступ рычага нажимает на конечный выключатель, останавливая мотор.

В электрической схеме ВПУ имеется реле времени, позволяющее автоматически включать его каждые 15 мин. Выключение ВПУ при этом происходит от другого реле, включаемого контактами указателя угла поворота. Эти контакты замыкаются при повороте ротора на 180^0 (примерно через 7 с).

ВПУ можно включить кнопкой по месту с автоматическим введением в зацепление зубчатой пары или вручную, воздействуя на маховик. При этом благодаря наличию блокировки, пока открыт кожух маховика, включить электродвигатель ВПУ нельзя. Когда ротор турбины не вращается, с помощью маховика можно вывести шестерни из зацепления.

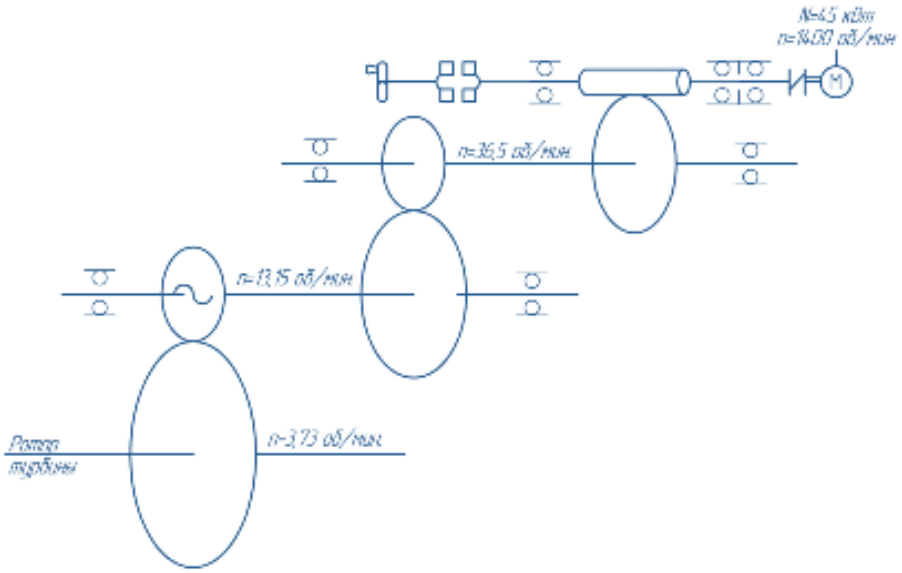
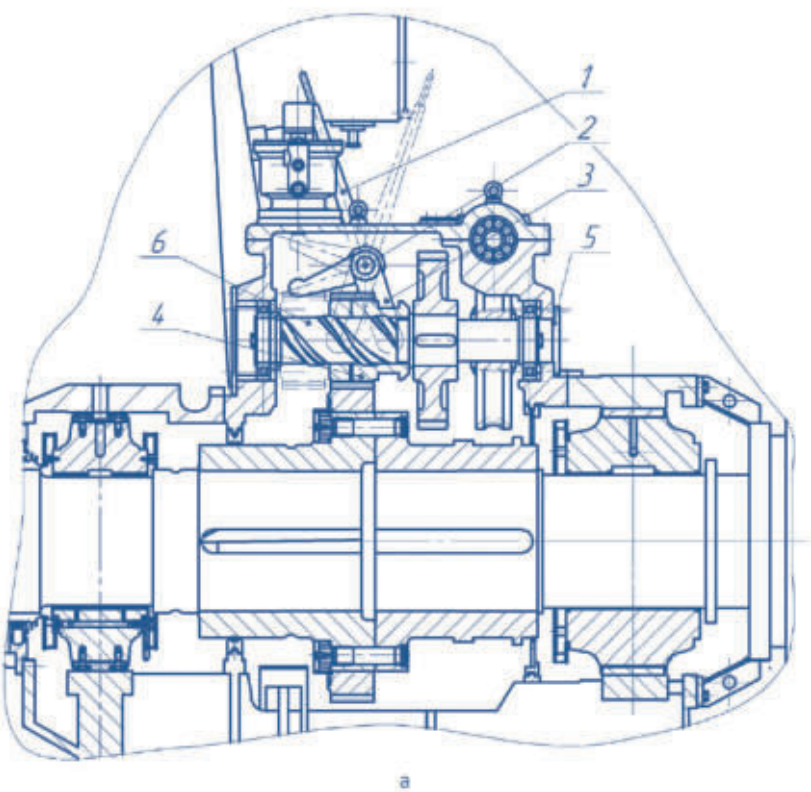


Рис. 2.80. Кинематическая схема ВПУ турбины Т-295/335-23,5



а



Рис. 2.81. ВПУ турбины Т-295/335-23,5: а – продольный разрез; б – вид со стороны наружного рычага; в – механизм ручного привода; 1 – рычаг наружный; 2 – вал рычагов; 3 – вилка переводная; 4 – шестерня ведущая: 5 – указатель вращения ротора; 6 – вал шестерни; 7 – стакан; 8 – пружина; 9 – кулак; 10 – выключатель конечный; 11 – муфта кулачковая; 12 – маховик; 13 – пружина

В ВПУ турбины Т-295/335-23,5 (рис. 2.80, 2.81) установлен двигатель мощностью 45 кВт с частотой вращения 1400 об/мин. Редуктор имеет три ступени: первую – червячную с передаточным отношением 1:40, вторую и третью – зубчатые с передаточными отношениями соответственно 18:50 и 125:88; суммарное передаточное отношение составляет 1:392.

2.8. Парораспределение. Стопорные и регулирующие клапаны

Пар поступает в турбину через стопорный клапан (СК), являющийся частью автоматической системы защиты, и через регулирующие клапаны (РК), предназначенные для управления подачей пара в турбину и являющиеся частью автоматической системы защиты.

Органы парораспределения можно разделить на две основные группы: регулирующие клапаны и поворотные регулирующие диафрагмы. Каждый вид органов парораспределения имеет свои преимущества, определяющие их применение в тех или иных конкретных условиях [14].

Регулирующие клапаны выполнены плотными, с минимальными протечками даже при установке их на паре высокого давления. С помощью регулирующих клапанов практически просто осуществляется и сопловое, и дроссельное регулирование расхода пара, и могут быть получены необходимые расходные характеристики.

Регулирующие диафрагмы обладают меньшей плотностью, для их перемещения необходимы большие усилия, однако они могут размещаться внутри проточной части турбины без существенного увеличения размеров цилиндров.

Парораспределение ЧВД паровых турбин, как правило, выполняется клапанным. Парораспределение ЧСД и ЧНД выполняется как с регулирующими клапанами, если подвод пара к ЧСД через клапаны находится в ее начале, так и с регулирующими диафрагмами, если турбина имеет теплофикационный и (или) производственный отборы.

Применяемые в настоящее время плотные регулирующие диафрагмы теплофикационного отбора обеспечивают увеличение тепловой нагрузки турбины, но приводят к работе ЧНД в малорасходном режиме.

Регулирующие клапаны могут устанавливаться на корпусе цилиндра (ЦВД и/или ЦСД) либо совместно со стопорным клапаном в отдельном от турбины корпусе.

При разработке конструкций регулирующих клапанов решались традиционные задачи:

1. Обеспечение расчетной закономерности между перемещением поршня сервомотора и открытием клапана для организации соответствующего проходного сечения.

2. Минимизация аэродинамического сопротивления клапана.

3. Обеспечение максимальной плотности клапана вплоть до полного прекращения пропуска пара. Оптимизация парового усилия, необходимого для перемещения клапана.

Первая задача решается с помощью **кулачкового распределительного устройства** (КРУ, рис. 2.82). Рама устройства крепится на два зуба, отлитых на паровых коробках двух верхних клапанов. Чтобы поперечные тепловые расширения цилиндра не передавались на раму, она фиксируется штифтом на зубе только одной коробки. Между площадкой рамы и головкой болта, крепящего раму к зубу другой коробки, имеется зазор 0,02...0,04 мм, а диаметр болта меньше отверстия в площадке на несколько миллиметров.

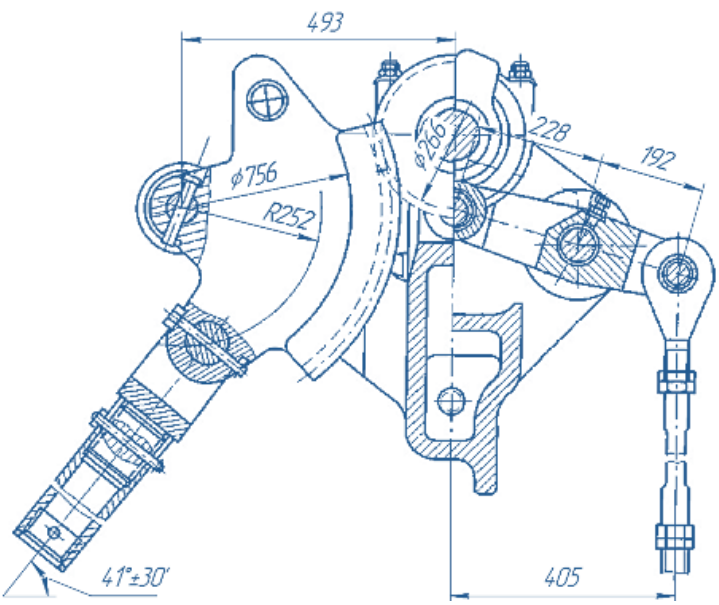


Рис. 2.82. Кулачковое распределительное устройство

Вращение кулачковому валу передается от сервомотора ЧВД, поступательное перемещение поршня которого преобразуется во вращательное с помощью зубчатого сектора и шестерни. Применение сектора создает при правильном его исполнении надежные условия для работы зубчатой пары, поскольку сектор, так же, как и шестерня, имеет жесткую ось, что обеспечивает постоянство контакта зубьев и сохранение в процессе работы необходимых зазоров и зацеплений. С целью продления сроков эксплуатации сектора в нем выполняются два уха для соединения со штоком сервомотора. При износе рабочей стороны зубьев сектора он может быть повернут, при этом рабочей стороной зуба станет его противоположная, еще не работавшая сторона. Валики рычагов и сектора в КРУ и

в клапанах опираются на самоустанавливающиеся роликовые подшипники. Тяги между рычагами боковых клапанов имеют подвижность во всех направлениях, которая обеспечивается установкой на их концах шаровых подшипников. Все подшипники КРУ и клапанов находятся в зоне повышенных температур, и их смазка производится только серебристым графитом. Перемещение клапанов создается с помощью профилированных кулачков, передающих нагрузку на ролики, закрепленные на рычагах клапанов. Ролики верхних клапанов опираются на кулаки сверху, а ролики боковых клапанов, закрепленные в промежуточных рычагах, опираются на кулаки снизу, за счет чего снижается суммарное усилие, передающееся от клапанов на вал КРУ. Плотная посадка клапанов может быть обеспечена только при условии наличия гарантированного зазора между роликом и кулаком в момент упора клапана в седло. Увеличение зазора приводит к нарушению характеристик парораспределения и ухудшению работы системы регулирования турбины. Проверка зазоров должна производиться на горячей турбине; при необходимости корректировка зазоров производится на верхних клапанах нажимными винтами, а на боковых клапанах – стяжками талрепа на тягах. На боковых клапанах вместо нажимных винтов установлены указательные стержни, используемые при снятии характеристик.

Во время первой сборки турбины за счет подгонки дистанционного кольца между штоком сервомотора ЧВД и тягой сектора кулачковый вал устанавливается в положение, при котором ролик первого клапана находится на начальной точке профиля кулака, отмеченной на нем риской. Рабочий угол поворота кулачкового вала равен 130°. Следует иметь в виду, что пар после клапанов проходит в сторону переднего подшипника, поэтому между клапанами и сервомотором ЧВД, размещенным в корпусе переднего подшипника, расположена значительная часть цилиндра, удлиняющаяся при разогреве турбины и отодвигающая клапаны от сервомотора; это приводит к дополнительному повороту кулачкового вала в сторону закрытия клапанов. Поэтому кулачковый вал устанавливается так, чтобы на горячей турбине ролики находились против рисок на кулаках, когда поршень сервомотора сместится от упора вверх примерно на 10 мм.

Кулачковый вал, выполняемый из двух частей, соединенных полугибкой муфтой, опирается на двухрядные сферические роликовые подшипники. Через раму КРУ, которая выполнена полой, пропускается охлаждающая вода, что улучшает условия работы подвижных частей привода клапанов. Кулачки КРУ турбины Т-120/130-130-8МО показаны на рис. 2.83. Твердость рабочей поверхности кулачков после термообработки – НВ 255-305. Допустимое отклонение от теоретического профиля – не более 0,2 мм.

Если в системе парораспределения турбины используются индивидуальные приводы клапанов, то нет необходимости ни в КРУ, ни в кулачках.

Минимизация аэродинамических потерь в клапанах достигается профилироованием сопрягаемых поверхностей **клапана и седла**, а также выполнением диффузора на выходе из седла с оптимальным углом раскрытия и оптимальной длиной. Продувки клапанов, проведенные лабораторией аэродинамикки УТЗ, подтвердили оптимальность угла раскрытия диффузора – 8...10° и его длину от горла до выходного сечения, составляющую примерно 1,5...1,6 диаметра горла. Эти величины обеспечивают достаточную величину

восстановления давления и исключают поломку седла по сечению выходного диффузора. Для предотвращения пульсации потока пара при малых открытиях клапана в теле клапана выполнена перфорация. На рис. 2.84 приведены примеры конструкций седел регулирующих клапанов турбин УТЗ.

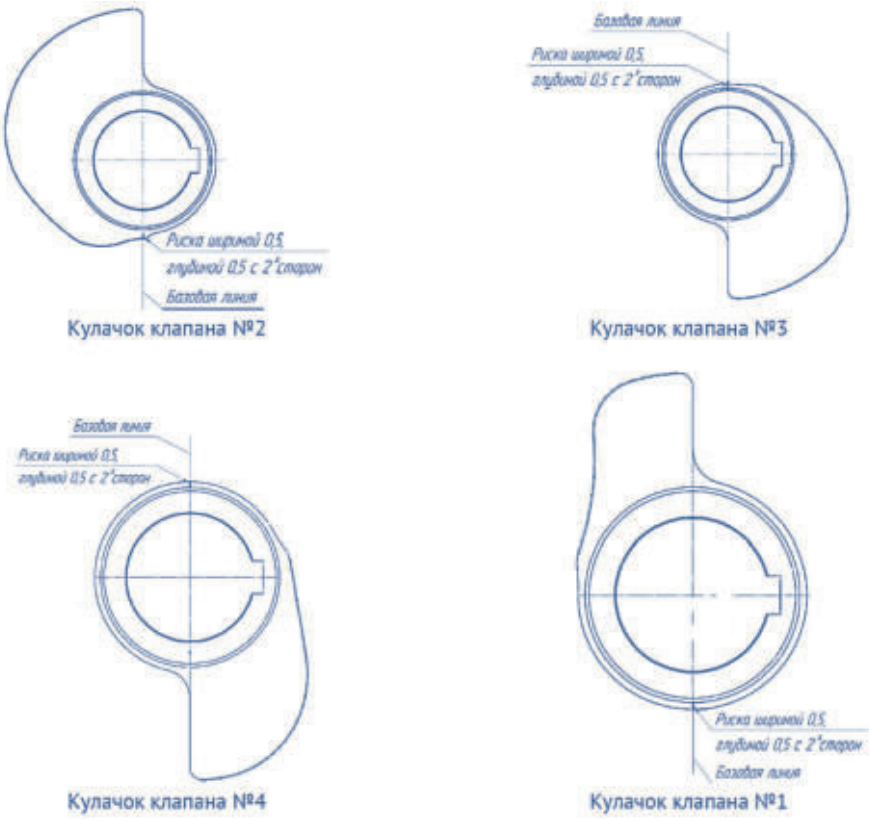


Рис. 2.83. Кулачки КРУ турбины Т-120/130-130-8МО: вид со стороны переднего подшипника на генератор; размещены в соответствии с положениями регулирующих клапанов; номера кулачков соответствуют порядку открытия регулирующих клапанов

Все седла вставляются в расточки паровых коробок с натягом 0,15...0,18 мм. При этом седло охлаждается чаще всего жидким азотом. Натяг седла уменьшается при пусках турбины из-за значительной разницы температур (достигающей 400 °С) седла и посадочной расточки. Разогретое седло сжимается холодной расточкой, деформация носит пластический характер. При выравнивании температур исходный натяг ослабевает. Поэтому для предотвращения выпрессовки седла оно дополнительно фиксируется двумя штифтами диаметром 30 мм. Такое решение применено в турбинах УТЗ много лет назад и успешно используется до сих пор.

На рис. 2.85 показан регулирующий неразгруженный клапан, примененный, в частности, в турбине Т-120/130-130-8МО.

Его характерной особенностью является то, что боковые динамические нагрузки, передаваемые клапану *2* паровым потоком, в основном воспринимаются неподвижной буксой *4*, расположенной в крышке *6*, благодаря чему шток *5* клапана

оказывается под действием незначительной части этих усилий. Динамические усилия, действующие на клапан, по возможности уменьшены за счет того, что направляющая поверхность клапана находится внутри буксы и на эту поверхность паровой поток не действует, причем чем больше открыт клапан, тем большая его часть входит внутрь буксы и тем меньшая его часть остается под воздействием потока. Усилия от клапана передаются буксе через цилиндрические направляющие пояски *а* и *б*, расстояние между точками их соприкосновения с буксой всегда больше диаметра поясков, что позволяет выдерживать значительные перекашивающие усилия. Зазор между направляющими поясками клапана и буксой составляет 0,50...0,62 мм. Зазор между клапаном и буксой меньше зазора между втулкой *3* и штоком *5*, поэтому ни перекашивающие усилия, ни усилия, перпендикулярные оси клапана, на шток не передаются. Для исключения вращения клапана тангенциальными силами потока на клапане между направляющими поясками выполнены два выступа *в*, входящие в пазы на буксе.

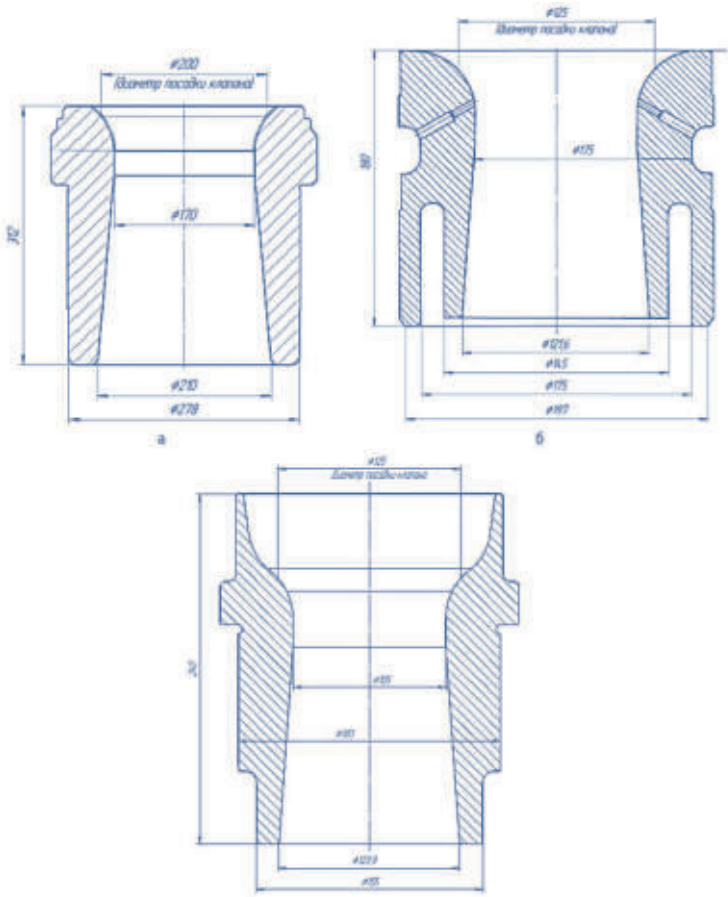


Рис. 2.84. Седла регулирующих клапанов: а – типовое диффузорное седло; б – седло клапана № 1 турбины Т-120/130-130-8МО с гибкой посадкой в расточку паровой коробки; в – седло клапана турбины ПТ-30/35-90/10-5 с удлиненным конфузорным входом

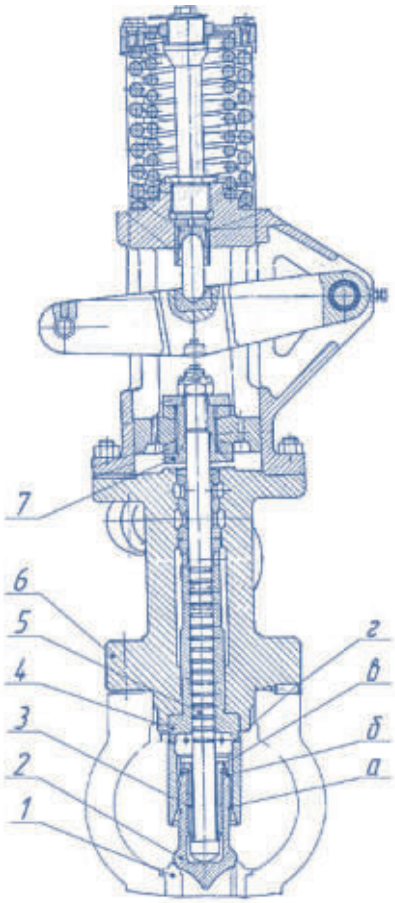


Рис. 2.85. Клапан регулирующий неразгруженный:
1 – седло; 2 – клапан; 3 – втулка; 4 – букса неподвижная; 5 – шток; 6 – крышка клапана; 7 – подвеска штока; а, б – направляющие пояски, расстояние между ними всегда больше их диаметра; в – выступы на клапане, препятствующие вращению клапана от действия тангенциальных сил парового потока; г – отверстия, обеспечивающие постоянное давление пара над клапаном; д – посадочный зуб на корпусе паровой коробки

В выступающей части буксы, охватывающей клапан, выполняются отверстия *г*, через которые пар поступает в полость над клапаном, гарантируя наличие парового усилия в сторону закрытия клапана даже в случае заноса солями зазора между клапанами и буксой. Втулка *7* насажена на одну резьбу с гайкой *8*, что исключает смятие упорных поверхностей втулки и штока. Зазор между штоком и буксой выполняется равным 0,30...0,40 мм. Для уменьшения протечек пара по зазору на штоке выполнено большое количество кольцевых канавок, образующих лабиринты. Рассматриваемые клапаны, как и все другие регулирующие клапаны турбин УТЗ, имеют в буксах три камеры отсоса, причем два верхних отсоса – вакуумные.

Основные детали клапанов изготавливаются из жаропрочных сталей 20Х12ВНМФ, 15Х11МФ, 15Х1М1ФЛ.

Все регулирующие клапаны имеют седла диффузорного типа (см. рис. 2.84), которые вставляются в посадочные расточки с натягом.

Максимальная плотность регулирующего клапана обеспечивается при условии точного исполнения требований конструкторской документации к изготовлению и сборке клапана максимальным перепадом давления на клапане и усилием пружины сервомотора, управляющего перемещением клапана, в том числе его открытием.

Для уменьшения усилий сервомотора, требумых для перемещения регулирующегоклапана (и следовательно, для уменьшения размеров сервомотора и связанных с ним элементов системы регулирования) клапаны выполняются **разгруженными** (рис. 2.86).

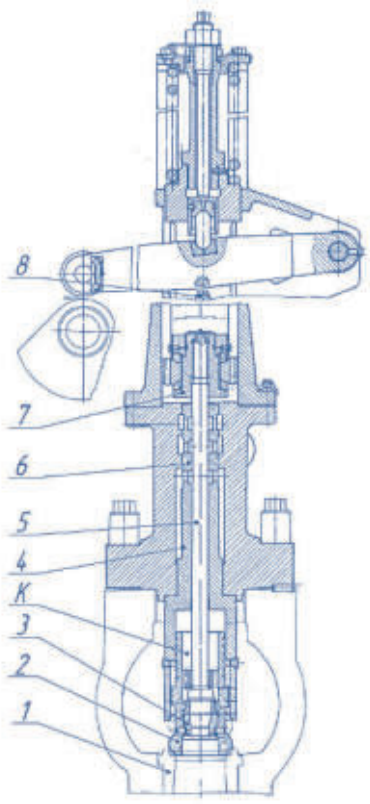


Рис. 2.86. Клапан регулирующий разгруженный: 3 – седло разгрузочного клапана; остальные обозначения – см. рис. 2.85

Сравнение двух изображений показывает более простую и более технологичную конструкцию регулирующего неразгруженного клапана по сравнению с разгруженным. Поэтому разгруженные клапаны устанавливаются при необходимости увеличения посадочного диаметра клапана, а так же при необходимости уменьшения размера сервомотора либо иного привода клапана. В верхней части цилиндрической направляющей поверхности клапана выполнены кольцевые канавки, выравнивающие паровое усилие в зазоре между клапаном и буксой. Внутри клапана примерно на его середине сделана перемычка, в

центральное отверстие которой проходит шток. Разгрузочный клапан – плоский, им является головка штока. Сам шток – гладкий, без уплотнительных канавок, что увеличивает его прочность. Уплотнительные канавки выполнены на расточке буксы, зазор между штоком и буксой составляет 0,35…0,43 мм. В крышку паровой коробки букса запрессовывается по двум диаметрам, обеспечивая штоку надежное направление движения (перемещения) и защиту от парового потока.

В закрытом состоянии основной и разгрузочный клапаны прижимаются к седлам паровым усилием и усилием пружины. Паровое усилие определяется давлением в паровой коробке и равным ему давлением в камере *К*, куда пар поступает по зазору между телом основного клапана и буксой. Величина зазора – 0,45…0,85 мм.

При открытии регулирующего клапана сервомотор сначала преодолевает усилие пружины и паровое усилие, действующее на разгрузочный клапан. Как только разгрузочный клапан отрывается от своего седла, камера *К* оказывается сообщенной с пространством за клапаном, и давление в ней падает. Когда разгрузочный клапан (шток) переместится вверх на 3 мм и упрется в перемычку внутри основного клапана, паровое усилие на разгрузочный клапан практически снимается. Далее сервомотор должен преодолеть ту часть парового усилия, которая в этот момент определяется перепадом давления пара на основной клапан, снизившимся после открытия разгрузочного клапана, и усилие пружины. По мере открытия основного клапана возрастает давление за ним, снижается паровое усилие и возрастает усилие сжимаемой пружины. Появляется также выталкивающее усилие штока, определяемое площадью разгрузочного клапана и давлением за клапаном.

В открытом состоянии основной клапан почти полностью втянут в буксу, паровой поток обтекает только его поверхность в зоне посадочного диаметра.

На рис. 2.87 показаны конструктивные варианты регулирующих клапанов.

В турбинах семейств Т-100-130 и ПТ-30-90 регулирующие клапаны установлены на корпусе цилиндра, закреплены фланцевым соединением на паровых коробках, к которым приварены сопловые коробки. **Стопорные клапаны** размещены в своих корпусах, устанавливаемых отдельно от турбины (рис. 2.88). Пар от стопорного клапана к паровым коробкам поступает по пароперепускным трубам.

В турбинах типов Т-63/76-8,8, Т-40/50-8,8, Т-125/150-12,8, Т-295/335-23,5 пар поступает в турбину через **блоки стопорного и регулирующих клапанов (БСРК)**. Конструктивные типы блоков клапанов, примененных в турбинах УТЗ:

- БСРК (блок стопорного и регулирующих клапанов) – СК и два параллельно установленных РК;
- БСРК – СК и четыре РК;
- БСРК – СК и два последовательно установленных РК;
- БСРК – СК и один РК;
- БЗРК – отсечной клапан и РК.

Основными элементами СК являются (рис. 2.88): корпус *1*, седло *2*, щелевое паровое сито *3*, клапан *4*, шток *7*, крышка *10*. Внутри корпуса *1* установлены неподвижные седло *2* и паровое сито *3*. Сито предотвращает попадание на запирающую поверхность клапана и в проточную часть турбины крупных частиц

окалины, сварочного грата и прочих посторонних предметов. Пар к корпусу подводится через один патрубок. После открытия СК пар по четырем перепускным трубам поступает к РК турбины. СК состоит из стакана *5* и навинченного на него клапана *4*. Шток *7* с помощью гайки *13* соединен с разгрузочным клапаном *6*. Конструктивно разгрузочный клапан может быть выполнен заодно со штоком. От проворачивания СК удерживается шпонками *12*, входящими в соответствующие пазы в буксе *11*. На корпусе установлена крышка *10* с буксой *11*. Букса является направляющей для штока *7* и стакана *5*, а также служит верхним упором клапана.

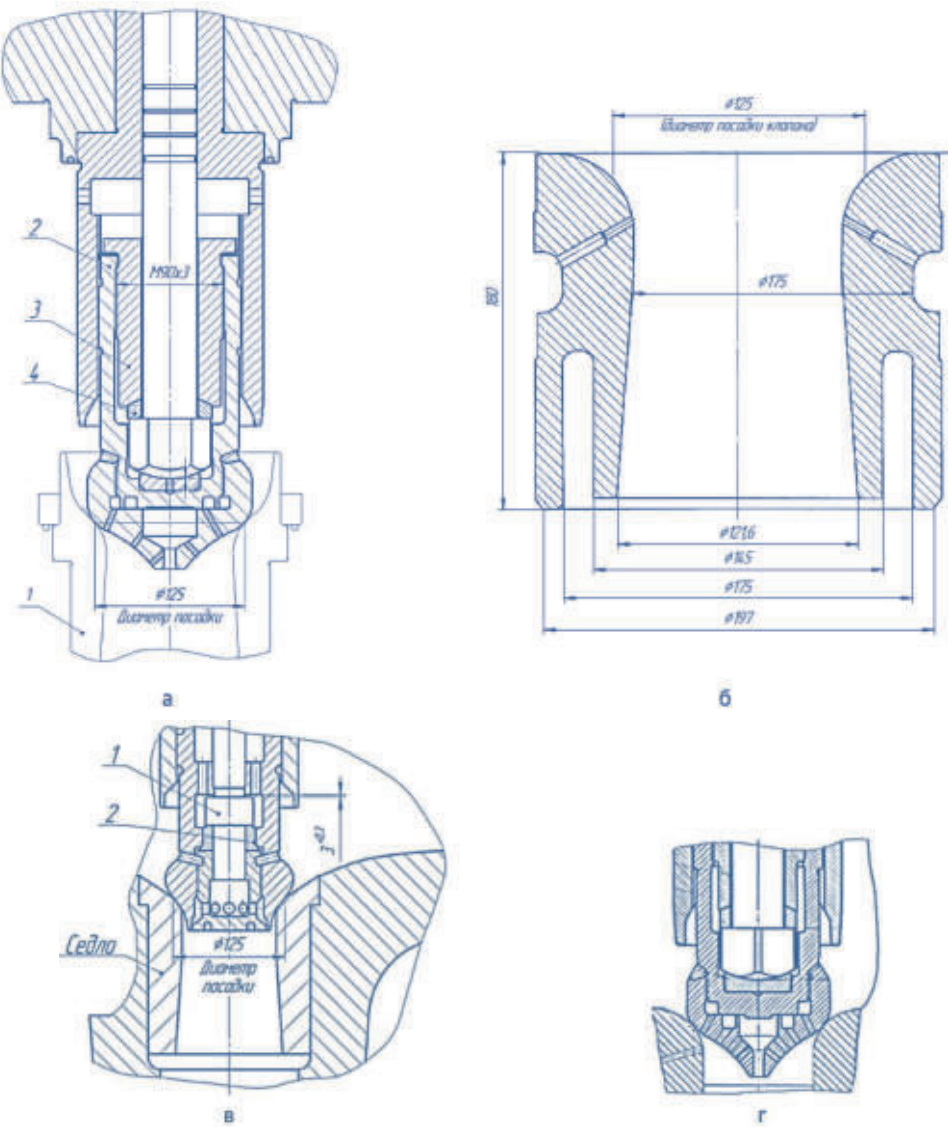


Рис. 2.87. Различные конструктивные варианты регулирующих клапанов: а и б – неразгруженные клапаны; в и г – разгруженные клапаны; 1 – седло; 2 – клапан; 3 – втулка; 4 – кольцо

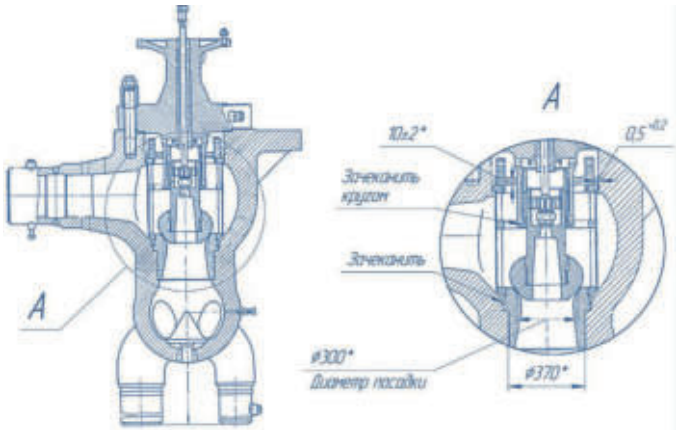


Рис. 2.88. Клапан стопорный с разгрузкой (турбина Т-120/130-130-8МО)

Управление СК осуществляется с помощью привода, устанавливаемого на крышке клапана. Соединение штока с приводом осуществляется при помощи втулки *2* и гайки *3* (рис. 2.89).

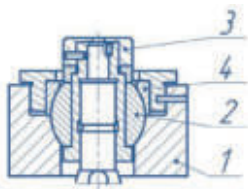


Рис. 2.89. Присоединение штока клапана к приводу клапана: 1 – коромысло нижнее; 2 – шаровая втулка; 3 – гайка кольцевая; 4 – проставка кольцевая.

В крышке (см. рис. 2.88) предусмотрены камеры для отсоса пара в деаэратор и эжектор уплотнений, что исключает протечки пара по штоку СК в машинный зал, когда СК находится в закрытом положении либо в процессе открытия или закрытия.

СК имеет два рабочих положения: полное открытие либо полное закрытие.

При открытии сначала шток перемещает вверх разгрузочный клапан, что вызывает повышение давления за стопорным клапаном, и, как следствие, снижается усилие на его подъем. Затем, когда гайка *13* войдет в соприкосновение со стаканом *5*, начинается подъем основного клапана при уменьшенном перепаде давления на клапане. Открытие СК происходит до соприкосновения запорной поверхности на штоке с сопрягаемой запорной поверхностью в буксе, что соответствует полному открытию клапана. При полностью открытом СК запорные поверхности исключают протечки пара по штоку. Закрытие СК осуществляется усилием пружин привода до упора клапана в седло.

Паровое сито установлено в СК для защиты проточной части турбины и регулирующих клапанов от попадания крупных частиц окалины, сварочного грата и посторонних предметов. В ранее применявшихся конструкциях СК сито представляло собой вальцованный барабан, в котором были просверлены около 20 000 отверстий диаметром 4 мм. В сите новой конструкции УТЗ выполнена многозаходная винтовая щель шириной 4 мм (рис. 2.90). При той же фильтрующей способности заметно упростился процесс изготовления сита [15].

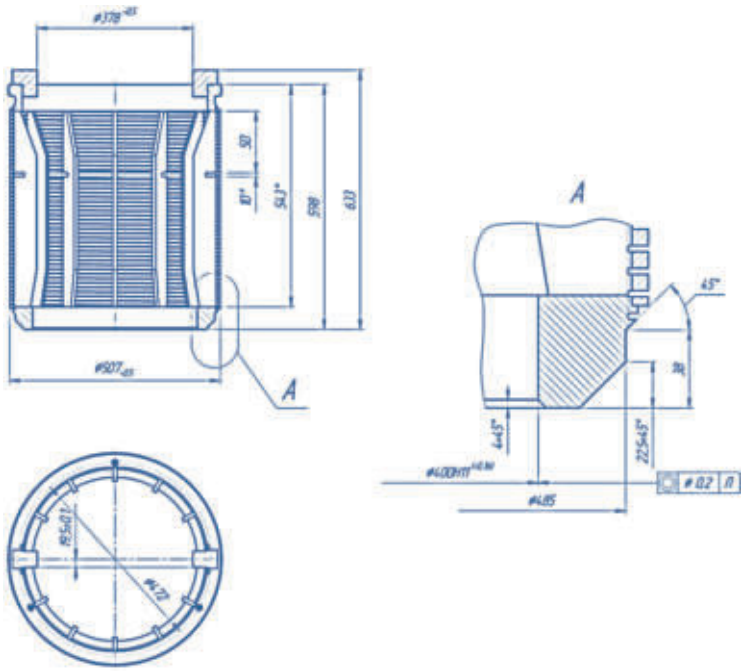


Рис. 2.90. Паровое щелевое сито новой конструкции УТЗ

БСРК, в котором установлены **один стопорный и два параллельных регулирующих клапана** турбины, представлен на рис. 2.91. СК расположен снизу, регулирующие клапаны – сверху. СК БСРК представлен на рис. 2.92.

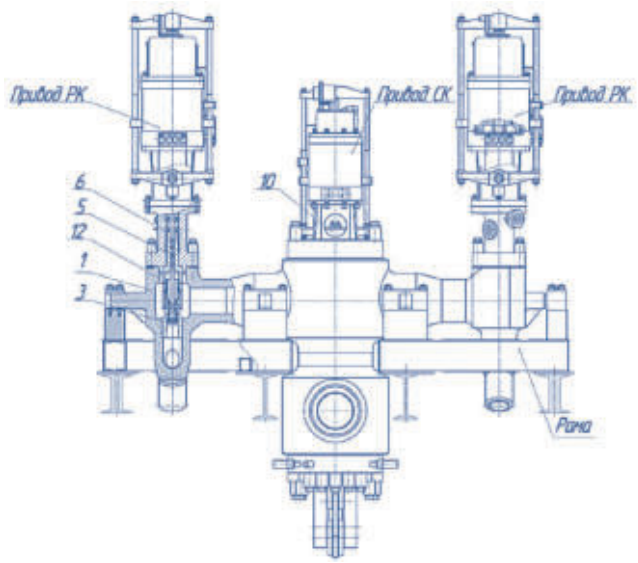


Рис. 2.91. Блок стопорного и регулирующих клапанов ВД (БСРК ВД) турбины Т-63/76-8,8: 1 – седло; 2 – клапан; 3 – седло; 4 – втулка; 5 – шток; 6 – букса

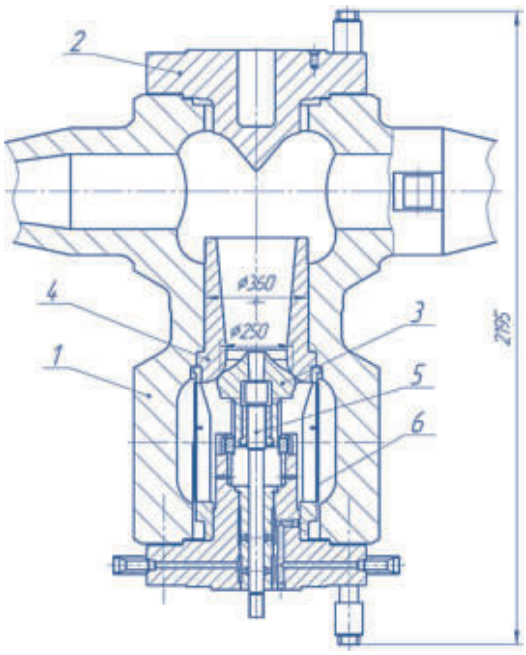
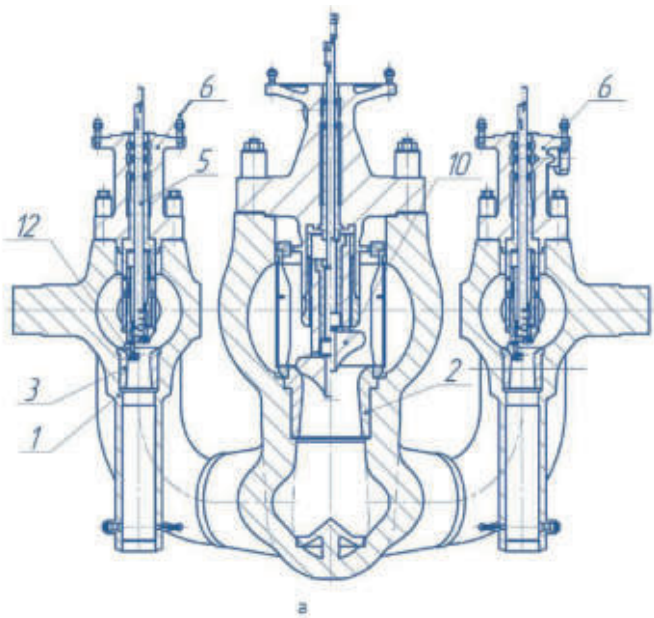


Рис. 2.92. Стопорный клапан в составе БСРК ВД турбины Т-63/76-8,8: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – клапан; 4 – седло; 5 – шток; 6 – щелевое паровое сито

БСРК, в котором установлены **один стопорный и четыре регулирующих клапана** (турбина Т-125/150-12,8), представлен на рис. 2.93. Пар к корпусу подводится через один патрубок. Пройдя СК, пар разделяется на два потока и попадает в паровые коробки.



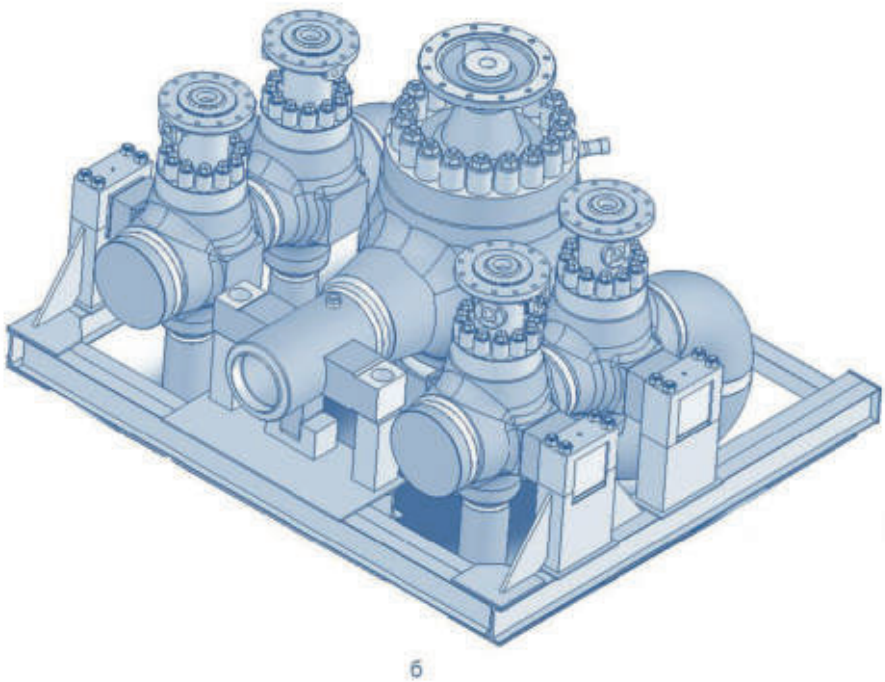


Рис. 2.93. БСРК турбины Т-125/150-12,8: а – разрез по СК и двум РК; б – твердотельная модель БСРК; обозначения – см. рис. 2.91

В каждом потоке установлено по два РК. От каждой паровой коробки идет одна перепускная труба. После открытия стопорного и всех регулирующих клапанов пар по четырем перепускным трубам поступает в турбину (рис. 2.94). Открытие и закрытие клапанов осуществляется с помощью индивидуальных приводов.

БСРК, в котором **последовательно установлены один стопорный и два регулирующих** клапана, представлен на рис. 2.95.

Стопорный клапан (рис. 2.96) – разгруженный. Разгрузочный клапан выполнен заодно со штоком *13*, его седлом является осевое отверстие в теле основного клапана *14*. Для того чтобы крышка *7* и ее крепеж не находились под действием давления свежего пара, перед ней установлена промежуточная букса *15* с фланцем, уплотняющимся по принципу самоуплотнения. В элементы уплотнения входят уплотнительное кольцо *16*, прокладка *17*, кольцо *18*, упорные сегменты *19* с болтами *20*. При подводе пара в паровую коробку СК пар отжимает промежуточную буксу вверх, усиливая ее уплотнение. РК, установленный первым по ходу движения пара, выполнен разгруженным, следующий по ходу пара РК – неразгруженный.

После открытия СК пар попадает в паровые коробки РК. От каждой паровой коробки идут две перепускные трубы. При открытии СК и всех РК пар по четырем пароперепускным трубам ВД (рис. 2.97) поступает в турбину.

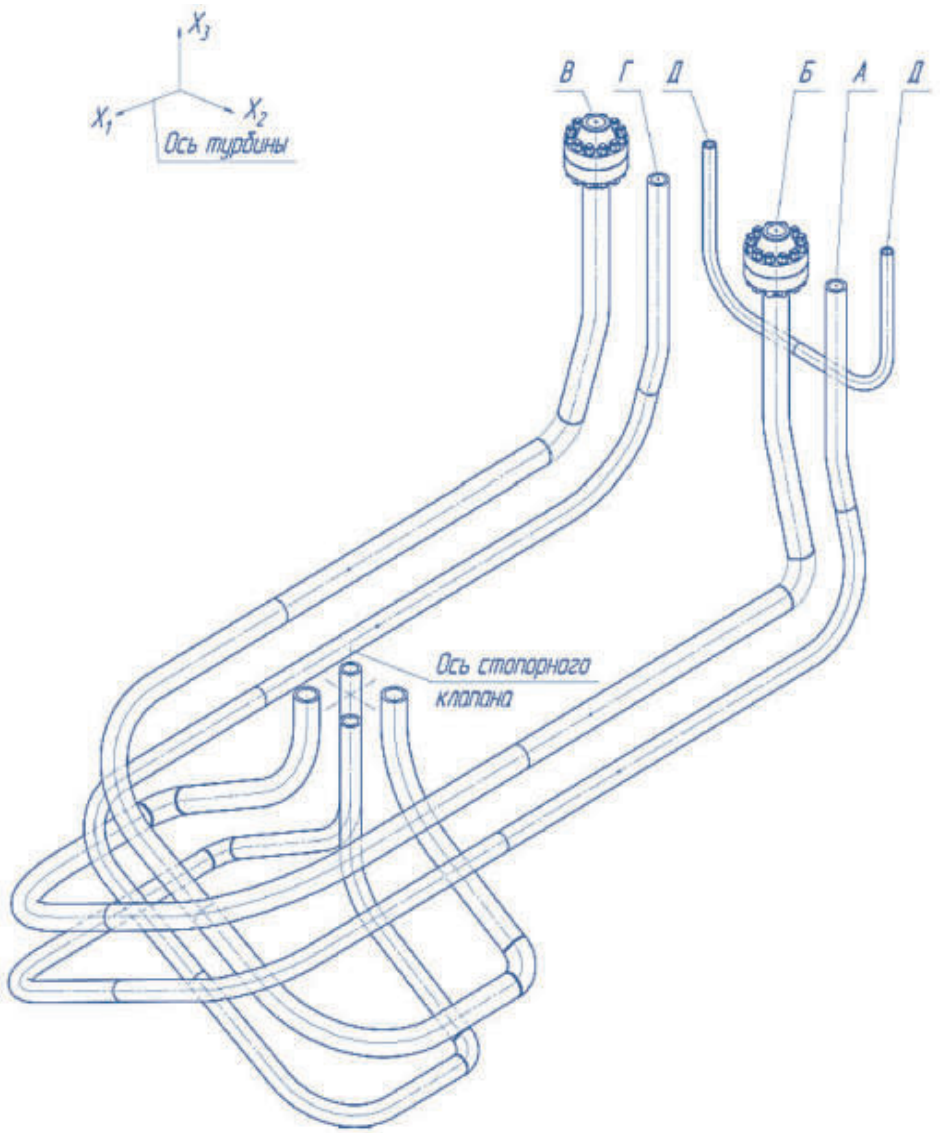


Рис. 2.94. Трубы перепускные ВД турбины Т-120/130-130-8МО: *А* – подвод пара к клапану №1; *Б* – подвод пара к клапану №2; *В* – подвод пара к клапану №3; *Г* – подвод пара к клапану №4; *Д* – перепуск пара из клапана №1 к клапану №4

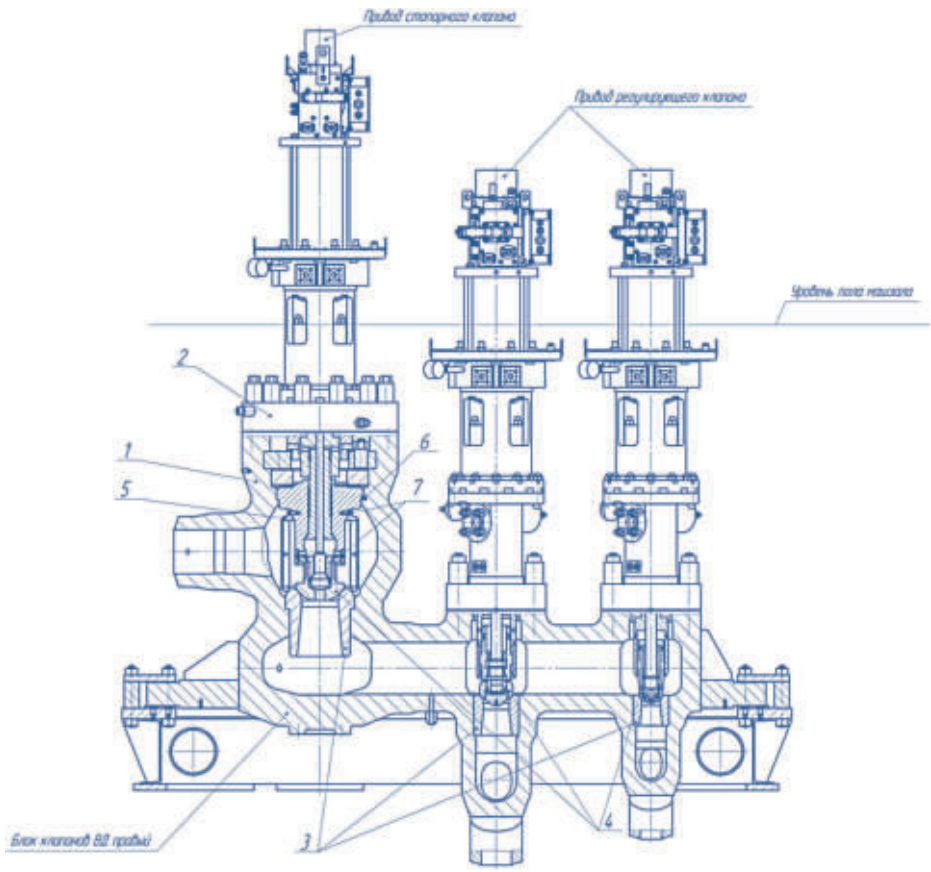


Рис. 2.95. БСРК ВД турбины Т-295/335-23,5: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – седло; 4 – клапана; 5 – щелевое паровое сито; 6 – сухари; 7 – внутренний крепеж

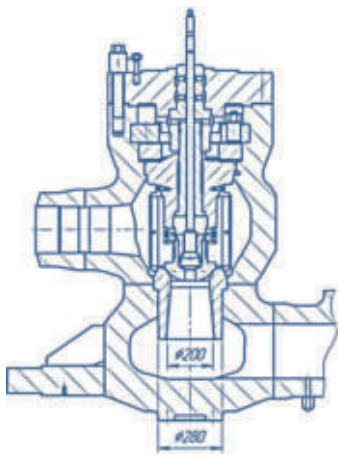


Рис. 2.96. Клапан стопорный турбины Т-295/335-23,5

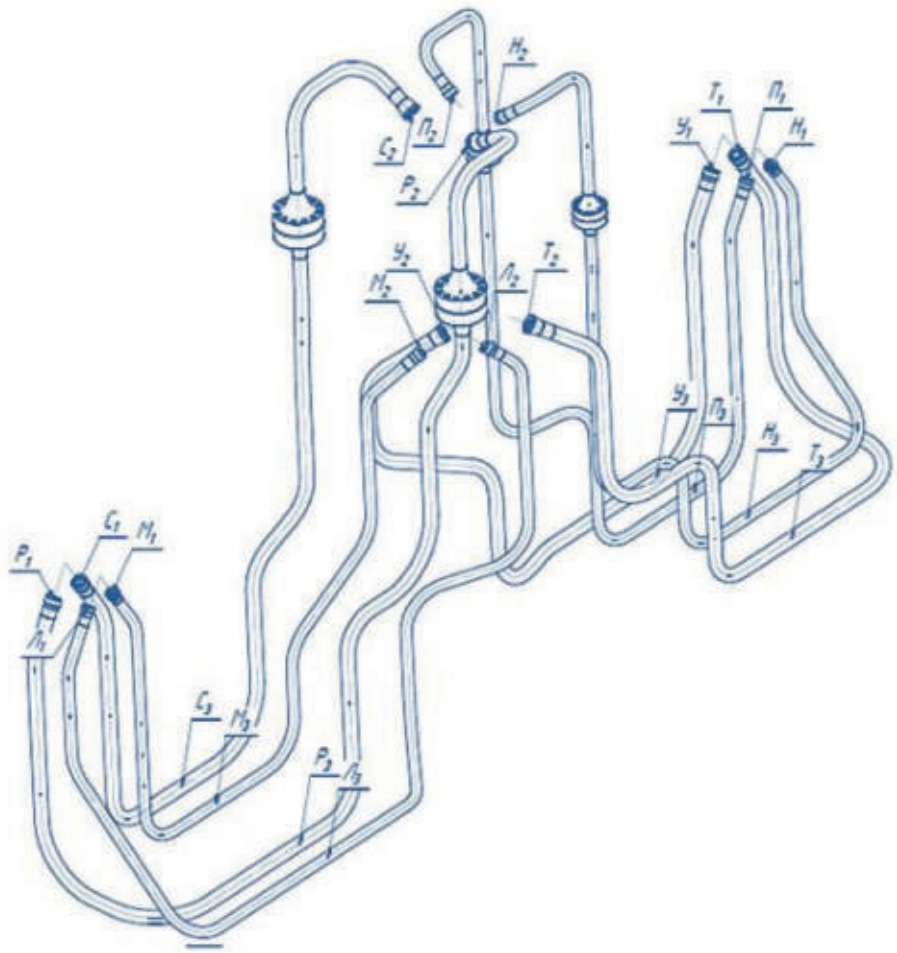


Рис. 2.97. Пароперепускные трубы ВД турбины Т-295/335-23,5:
***Л* и *М* – отводы пара от клапана № 1 в турбину; *Н* и *П* – отвод пара от клапана № 2 в турбину; *Р* и *С* – отвод пара от клапана № 3 в турбину; *Т* и *У* – отвод пара от клапана № 4 в турбину; *Л*1, *М*1, *Н*1, *П*1, *Р*1, *С*1, *Т*1, *У*1 – подача пара от клапанов в турбину**

БСРК, в котором установлены **один стопорный (отсечной) и один регулирующий клапаны,** представлен на рис. 2.98, 2.99.

Клапаны расположены на одной вертикальной оси: снизу – стопорный, сверху – регулирующий. Основными элементами БСРК являются: корпус *1*, крышка *2* СК, седло *3*, клапана *4*, паровое сито *5* РК.

Пар поступает в нижнюю паровую коробку через колено. Из нижней коробки в верхнюю при открытом СК пар проходит через его седло, вставленное в нижнюю паровую коробку и закрепленное сверху гайкой. При открытии РК пар из верхней паровой коробки поступает в турбину через боковой патрубок, которым блок крепится к цилиндру. Дополнительно блок закрепляется на двух пружинных опорах, тяги которых зацеплены за приваренные к нижним коробкам крюки, а пружины закреплены на кронштейнах, установленных на фундаменте.

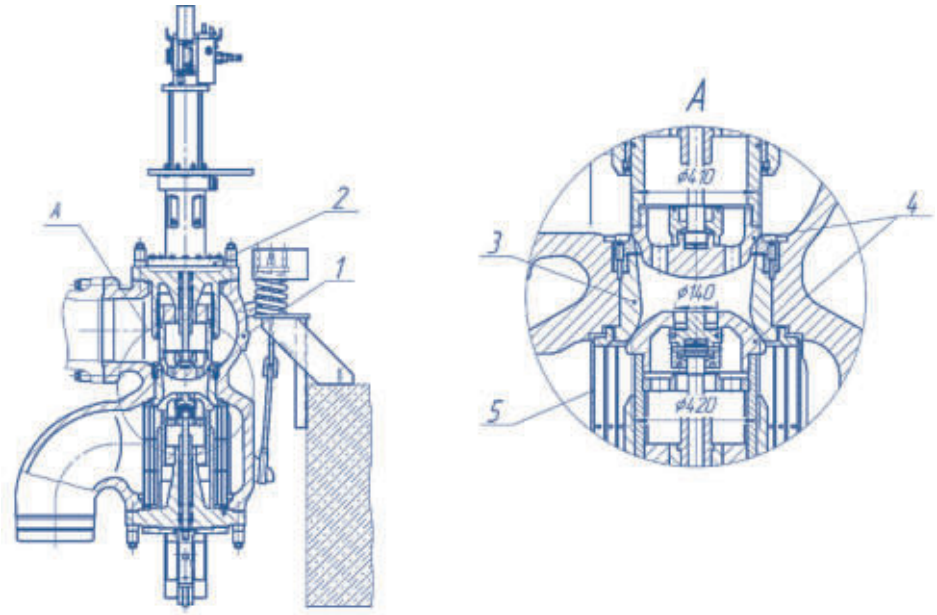


Рис. 2.98. БСРК СД (ПП) турбины Т-295/335-23,5; обозначения – см. в тексте

На рис 2.99 показан блок стопорного и регулирующего клапанов НД (БСРК НД) турбины Т-63/76-8,8. В нем размещены один стопорный и один регулирующий клапан. Основными элементами БСРК являются: корпус *1*, седло *2*, паровое сито *3*, стопорный клапан *4*, регулирующий клапан *6*, крышка *12*.

Внутри корпуса *1* установлены неподвижные седло *2* и паровое сито *3*. Пар к корпусу подводится через один патрубок. После открытия СК и РК пар от БСРК по двум перепускным трубам поступает в турбину. На корпусе установлена крышка *12* с буксой *13* и втулкой *14*. Букса является направляющей для штока *5* СК, а также служит верхним упором клапана. Втулка является направляющей для СК 4. Сам СК и шток СК являются направляющими соответственно для РК *6* и его штока *7*.

Соединение штока *5* со стопорным клапаном *4* осуществляется с помощью крышки *16*, соединение штока *7* с регулирующим клапаном *6* – с помощью втулки *8*. От проворачивания стопорный клапан удерживается двумя шпонками, входящими в соответствующие пазы втулки *14*, регулирующий клапан – двумя шпонками, входящими в соответствующие пазы стопорного клапана *4*.

Привод СК устанавливается на кронштейне *15*, закрепленном на корпусе блока, привод РК – на крышке *12*. Соединение штока *5* СК с приводом выполнено через рычажную передачу *9* с помощью гайки *10*, соединение штока *7* РК с приводом – с помощью серьги *11*.

СК имеет два рабочих положения – полное открытие либо полное закрытие.

При открытии СК его шток перемещается вверх до соприкосновения запорной поверхности на штоке *5* с сопрягаемой запорной поверхностью в буксе *13*, что соответствует полному открытию СК. При этом исключаются протечки пара по его штоку.

Рабочий ход РК ограничен ходом его привода. В работе РК может находиться в любом промежуточном положении.

В крышке *12* предусмотрены две камеры для отсоса пара в деаэратор и эжектор уплотнений.

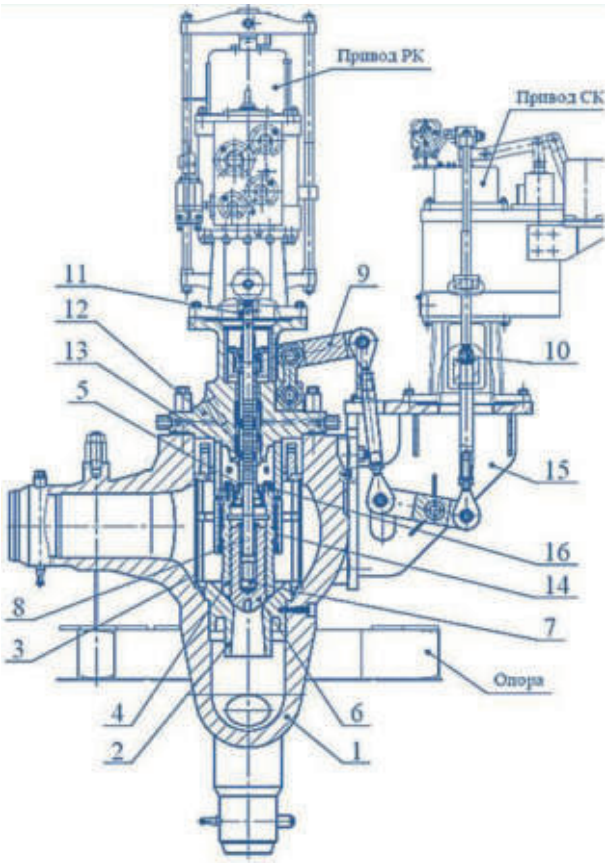


Рис. 2.99. Блок стопорного и регулирующего клапанов НД (БСРК НД) турбины Т-63/76-8,8: обозначения – см. в тексте

Блок защитно-регулирующего клапана (БЗРК) предназначен для регулирования давления пара в производственном коллекторе, а также предотвращения обратного потока пара в турбину из коллектора при сбросе электрической нагрузки. Исходя из функционального назначения БЗРК – защищать турбину от обратного потока пара в аварийных ситуациях – подвод пара из отбора турбины к БЗРК выполнен под клапан. При такой организации потока пара в случае аварийного закрытия защитного клапана используется дополнительное паровое усилие на его закрытие, возникающее при наличии обратного потока пара. БЗРК устанавливается вне турбины, в непосредственной близости к ней, и опирается своими лапами на площадки обслуживания турбоустановки.

БЗРК представлен на рис. 2.100.

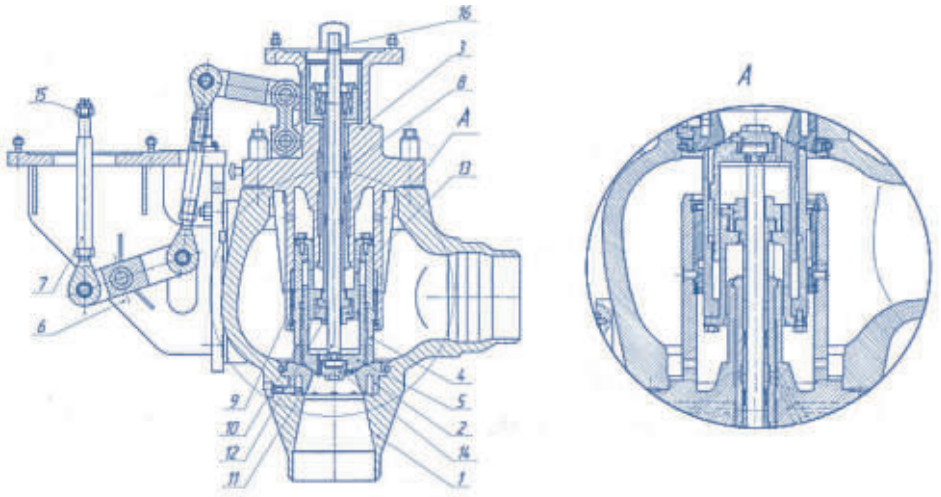


Рис. 2.100. Блок защитно-регулирующего клапана: обозначения – см. в тексте

В блоке установлены один защитный и один регулирующий клапаны. Основными элементами БЗРК являются: корпус *1*, седло *2*, крышка *3*, стопорный клапан *4*, регулирующий клапан *5*. Внутри корпуса *1* установлено неподвижное седло *2*. Пар подводится под защитный и регулирующий клапаны через один патрубок. После открытия, защитного и регулирующего клапанов пар от БЗРК по одной перепускной трубе поступает в коллектор производственного отбора пара.

На корпусе *1* установлена крышка *3*. В крышке установлены букса *8* и втулка *9*. Букса является направляющей для штока *10* защитного клапана, а также служит верхним упором клапана. Втулка *9* является направляющей для защитного клапана *4*. Сам защитный клапан и его шток являются направляющими соответственно для регулирующего клапана *5* и его штока *11*.

Шток *10* защитного клапана с помощью гайки *12* и стакана *13* соединен с защитным клапаном *4*, шток *11* регулирующего клапана с помощью гайки *14* – с регулирующим клапаном *5*. Чтобы исключить большое выталкивающее усилие пара, подводимого под клапан, тарелка клапана *5* выполнена с отверстиями, через которые пар свободно проходит из пространства под клапаном в камеру над ним, поэтому давление над клапаном и под ним одинаково. Камера над клапаном образуется стаканом *13*, гайкой *12* и внутренней расточкой защитного клапана, охватывающей регулирующий клапан *5* по наружной поверхности. Благодаря такой конструкции закрытый регулирующий клапан прижимается к седлу *2* паровым усилием, создающимся разностью давлений пара перед и за клапаном, действующей на кольцевую площадку, ограниченную посадочным диаметром регулирующего клапана и внутренним диаметром защитного клапана *4*. Кроме парового усилия, клапан прижимается к седлу усилием пружин, установленных в приводе этого клапана.

Привод защитного клапана устанавливается на кронштейне *6*, закрепленном на корпусе блока, привод регулирующего клапана – на крышке *3*. Соединение штока *10* защитного клапана с приводом выполнено через рычажную передачу *7* с

помощью гайки *15*, штока 11 регулирующего клапана с приводом – с помощью серьги *16*.

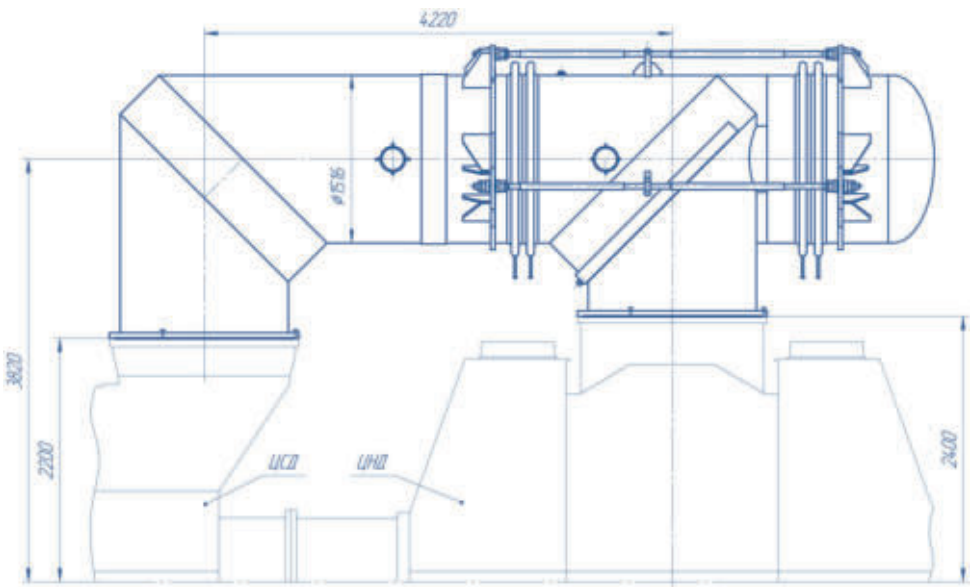
От проворачивания защитный клапан удерживается двумя шпонками, входящими в соответствующие пазы втулки *9*, регулирующий клапан – двумя шпонками, входящими в соответствующие пазы защитного клапана *4*.

При открытии защитного клапана его шток и стакан *13* перемещаются вверх до соприкосновения запорной поверхности на стакане с сопрягаемой запорной поверхностью в буксе *8*.

Закрытие защитного и регулирующего клапанов осуществляется усилием пружин приводов до упора клапанов в седло [16].

В турбинах УТЗ трех- и четырехцилиндровой конструкции парораспределение части НД осуществляется двумя поворотными регулирующими диафрагмами ЧНД, устанавливаемыми в средней части двухпоточного ЦНД. Подвод пара к средней части ЦНД производится двумя перепускными трубами низкого давления *DN* 1600 в турбине Т-295/335-23,5 и *DN* 1500 – в турбинах Т-120/130-130-8МО и Т-125/150-12,8. Трасса пароперепускных труб НД жестко задана положением выхлопных патрубков ЦСД и пароприемных патрубков ЦНД, компоновкой турбины и высотой машинного зала (высотой подъема крюка обслуживающего крана).

Компенсация тепловых расширений пароперепускных труб низкого давления осуществляется системой линзовых компенсаторов (трех- или двухшарнирная схема). Конструкция пароперепускных труб НД в качестве примера представлена на рис. 2.101. Удаление влаги производится через дренажи и низ внутренней полости поворотных лопаток.



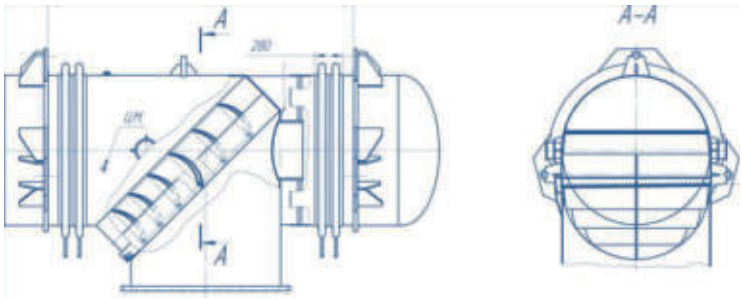


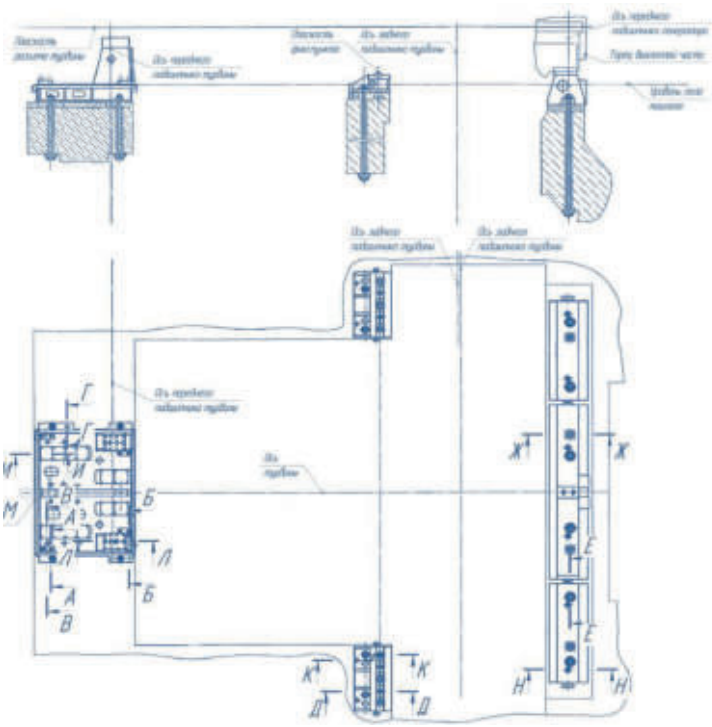
Рис. 2.101. Пароперепускные трубы НД турбины Т-120/130-130-8МО: разрез по установке на полых поворотных лопаток для удаления влаги

В турбине Т-120/130-130-8МО сохранились перепускные трубы НД, примененные еще в турбине Т-100-130-1 в 1960 г. с трехшарнирной схемой компенсации тепловых расширений. Способ компенсации тепловых расширений, показанный на рис. 2.101, не создает дополнительных усилий. Поэтому в турбине Т-125/150-12,8 конструкция перепускных труб НД соответствующим образом изменена.

2.9. Установка турбин на фундаментных рамах. Обшивка. Приспособления

Установка турбин на фундаментных рамах

Большинство стационарных паровых турбин, как правило, опираются на фундамент (рис. 2.102).



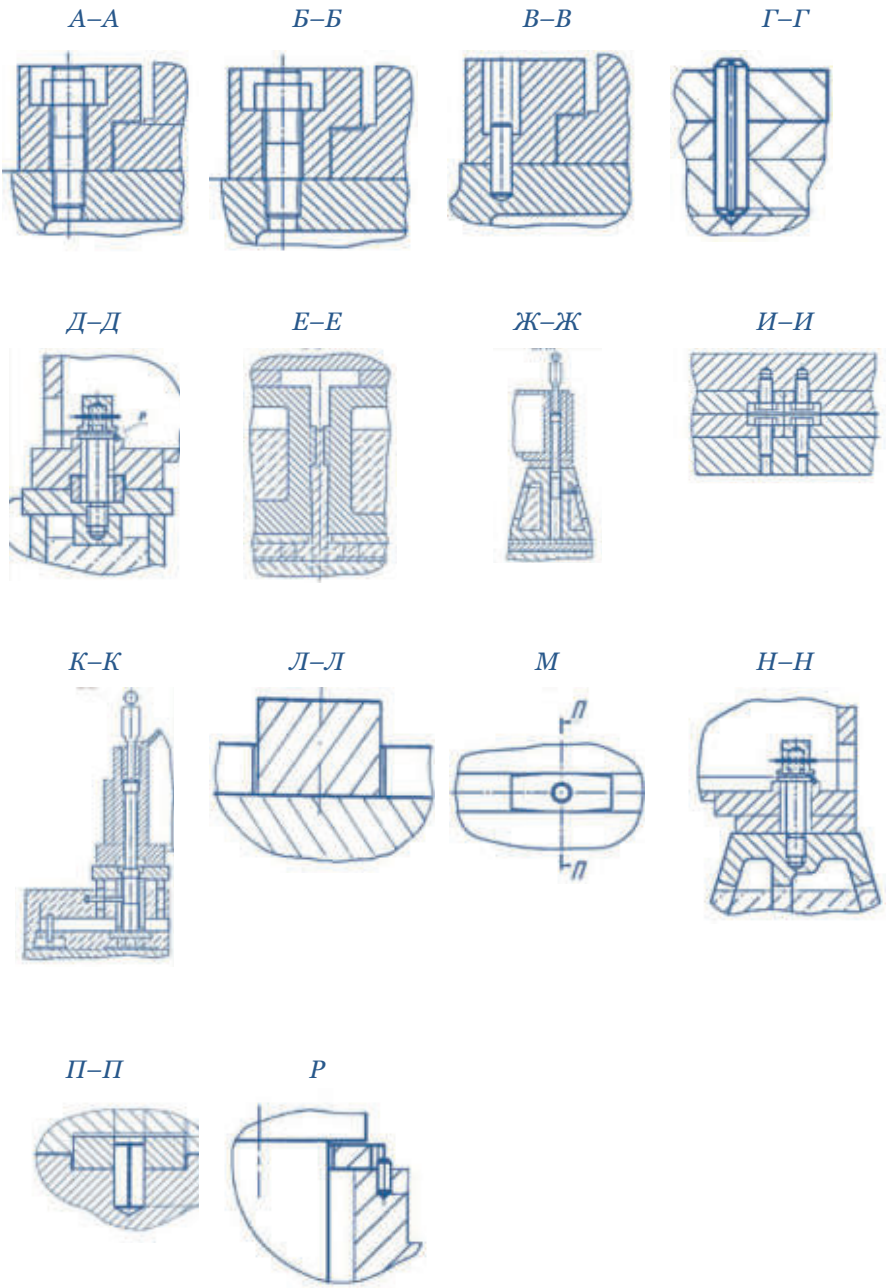


Рис. 2.102. Установка турбины Т-63/76-8,8 на фундаментных рамах

Для установки турбины использованы сварные фундаментные рамы – одна под передним подшипником, вторая – под передними опорными лапами выхлопной части. Задние лапы выхлопной части опираются на три литые чугунные

фундаментные рамы. Все рамы притянуты к опорным поверхностям постоянных прокладок анкерными шпильками, проходящими через колодцы в ригелях верхнего строения фундамента. Фикс-пункт турбины расположен под передними лапами выхлопной части. Перемещение в результате тепловых расширений цилиндра происходит, главным образом, в сторону переднего подшипника и лишь частично – в сторону генератора. Передние лапы цилиндра опираются на стойки, являющиеся частью передней фундаментной рамы. Тем самым уменьшена сила трения по поверхности перемещения корпуса переднего подшипника и исключено опрокидывание корпуса переднего подшипника.

Передача усилия к корпусу переднего подшипника происходит через поперечные шпонки между лапами цилиндра и корпусом подшипника. Дополнительно корпус переднего подшипника защищен от опрокидывания прижимами («диванчиками»), установленными по периметру опорной плиты корпуса подшипника. Между опорной плитой корпуса подшипника установлены стальные закаленные плиты скольжения (твердость НВ 319–325), обеспечивающие коэффициент сухого трения скольжения 0,11...0,16. Направление перемещения корпуса переднего подшипника определяют две продольные шпонки, зафиксированные относительно фундаментной рамы одним штифтом каждая и устанавливаемые с зазорами относительно пазов в раме и в опорной плите подшипника. Направление поперечного перемещения цилиндра от тепловых расширений задается поперечными шпонками, устанавливаемыми между передними и задними опорными лапами выхлопной части, и соответствующими фундаментными рамами. Неизменность положения продольной оси турбины обеспечивается продольной шпонкой под задней лапой выхлопной части и вертикальной шпонкой между наружным корпусом цилиндра и корпусом переднего подшипника. В каждой опорной лапе корпуса цилиндра выполнены цилиндрические гнезда для скалок, в которые упираются динамометры при монтаже турбины.

Таким же образом опираются на фундамент и перемещаются по фундаментным рамам турбины К-60-12,8 и К-65-12,8. Похожим образом эта задача решена в турбине Т-40/50-8,8. Однако передние лапы ее корпуса цилиндра опираются на опорные стойки, присоединяемые к литой фундаментной раме через фланцевый разъем.

С небольшими отличиями от рассмотренной выше конструкции опираются на фундаментные рамы все остальные турбины, описанные в настоящей главе, – одноцилиндровые и многоцилиндровые.

Существенно отличается передача усилия корпусу переднего подшипника в турбине Т-295/335-23,5: между наружным корпусом ЦВД и корпусом переднего подшипника установлено сцепное устройство («тяни-толкай») (рис. 2.103), неотъемлемым элементом которого в новой турбине стала часть опорной плиты корпуса переднего подшипника. При этом корпус переднего подшипника скользит закрепленными на нем стальными пластинами по поверхности фундаментной рамы, выполненной из высокопрочного чугуна ВЧ-40.

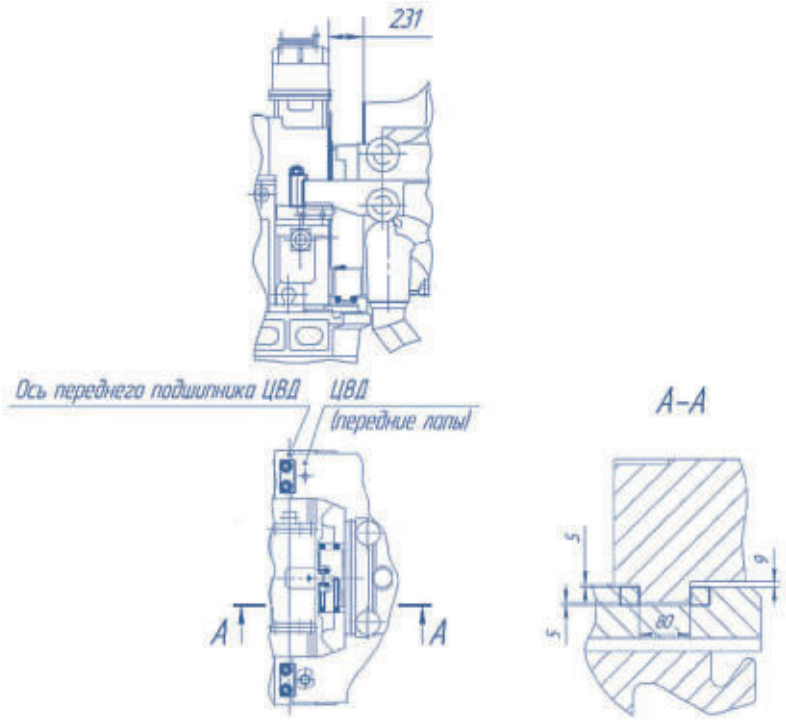


Рис. 2.103. Сцепное устройство между ЦВД и корпусом подшипника турбины Т-295/335-23,5

Опирание лап цилиндров на площадки («стулья») корпусов подшипников показано на рис. 2.104. Лапа цилиндра опирается на подкладку *5*, упорные поверхности в лапе через подушки и подкладку толкают корпус подшипника в сторону, определенную направлением теплового расширения цилиндра при нагреве или охлаждении. Отрыв лапы от поверхности опирания ограничен зажимом *4* («диванчиком»).

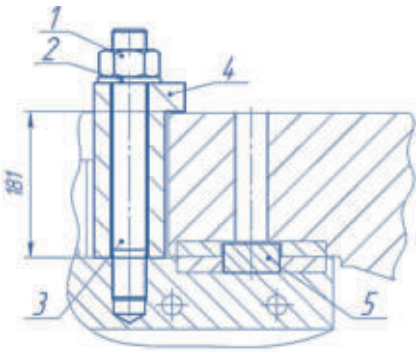


Рис. 2.104. Опирание лап цилиндра на корпус подшипника: 1 – гайка; 2 – шайба; 3 – шпилька; 4 – зажим («диванчик»); 5 – подкладка

Обшивка

Обшивка турбины устанавливается на площадке обслуживания. Отделяя турбину от пространства машинного зала, обшивка экранирует пространство машинного зала от потока теплоты и шума работающей турбины, а также снижает (или полностью предотвращает) распыление поверхностных слоев теплоизоляции. Еще одно назначение обшивки – эстетическое: придание облика турбине и создание интерьера машинного зала. На обшивке закреплены товарный знак завода и фирменная табличка.

Обычно турбоагрегат накрывается двумя обшивками: отдельно – турбина, отдельно – генератор. Первый и, к сожалению, пока единственный в практике отечественного турбиностроения пример комплексного интерьерного решения обшивки турбоагрегата – это обшивка турбоагрегата с турбиной Т-295/335-23,5 (рис. 2.105).

По действующим нормам промышленной безопасности уровень шума, измеренный на расстоянии 1,0 м от обшивки на высоте 1,5 м от уровня площадки обслуживания, не должен превышать 80 дБ.

В соответствии с техническим заданием на турбину Т-295/335-23,5 уровень шума от турбоагрегата, закрытого обшивкой, не должен превышать 70 дБ. Для достижения этой цели оболочка обшивки выполнена в виде трехслойного сэндвича. Наружный слой – поликарбонат, внутренний слой – перфорированный металлический лист толщиной 0,7 мм, между ними – звукоизолирующий слой толщиной 60 мм.

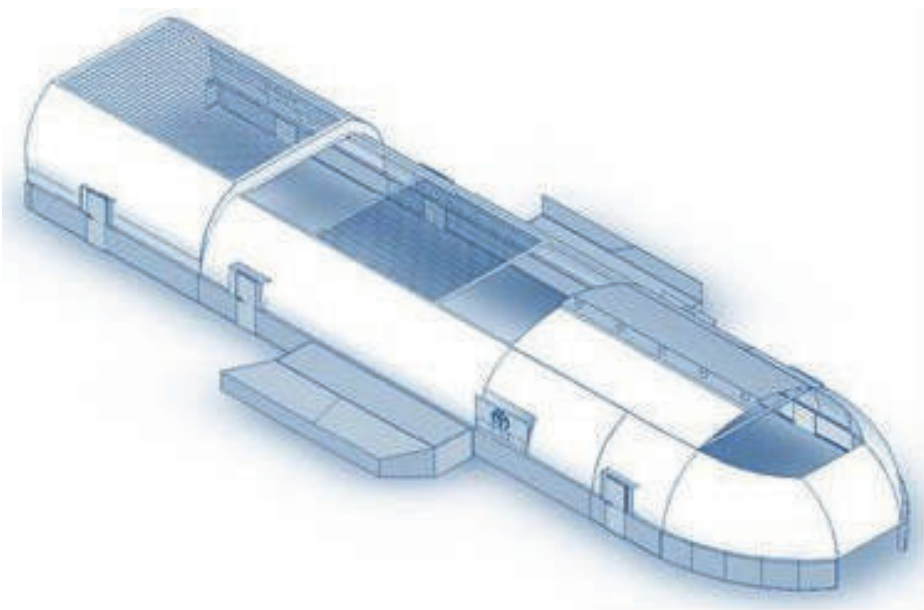


Рис. 2.105. Твердотельная модель обшивки турбоагрегата с турбиной Т-295/335-23,5 (произведена для ТЭЦ-22 ПАО "Мосэнерго")

По такому же принципу выполнены оболочки обшивок турбин К-60-12,8 (Сахалинская ГРЭС-2) и К-65-12,8 (Приморская ТЭС, г. Светлый) (рис. 2.106). Более простое конструктивное решение – оболочка из однослойного поликарбоната – применено в обшивках турбин Т-63/76-8,8. Обшивки остальных турбин УТЗ изготавливаются из металла.



Рис. 2.106. Твердотельная модель обшивки турбины К-60-12,8 (Сахалинская ГРЭС-2) и турбины К-65-12,8 (Приморская ТЭС)

Обшивка устанавливается на закладных элементах фундамента.

Турбины УТЗ комплектуются обшивками нескольких конструктивных типов: секционно-каркасными и каркасными.

Обшивка секционно-каркасного типа (турбины Т-120/130-130-8МО; Т-50/60-8,8; Тп-35/40-8,8; Т-40/50-8,8; Т-295/335-23,5) состоит из плоских панелей (нижний ряд обшивки) и криволинейных секций, соединенных между собой рамой вентиляционного проема только в верхней части конструкции. В проемы естественной вентиляции установлены жалюзи. Для непосредственного доступа к регулирующим клапанам, корпусу переднего подшипника и сервомотору в средней части обшивки выполнены дверные проемы (по одному – с каждой стороны). Для обслуживания валоповоротного устройства турбины предусмотрены специальные площадки и лестницы, устанавливаемые на задней опорной поверхности выхлопной части, как правило, вне обшивки.

Каркасные обшивки применены в турбинах Т-63/76-8,8. Они состоят из металлического каркаса, присоединяемого к жесткой общей для обшивки опорной раме, установленной на закладных элементах фундамента. Оболочка такой обшивки выполнена полностью из поликарбоната. Светопроницаемость поликарбоната – 80 %.

На рис. 2.107...2.110 показан общий вид турбин УТЗ с различными обшивками, выпускаемыми УТЗ в настоящее время [17, 18].



Рис. 2.107. Турбина Т-35/55-1,6 (Пермская ТЭЦ-14)



Рис. 2.108. Турбина Т-50/60-8,8 (Василеостровская ТЭЦ)



Рис. 2.109. Турбина КТ-63-7,7 (Нижнетуринская ГРЭС)



Рис. 2.110. Турбина Тп-35/40-8,8 (Новокуйбышевская ТЭЦ-1)

Приспособления

В объем заводской поставки каждой турбины входит комплект съемных грузозахватных приспособлений (далее – СГЗП), используемых совместно с крюковыми грузоподъемными кранами при монтажах и ремонтах паровых турбин.

Комплект СГЗП включает в себя следующие приспособления:

- для подъема крышки цилиндра, количество приспособлений на одну турбину определяется количеством цилиндров;
- для подъема роторов, количество приспособлений на одну турбину определяется геометрическими размерами и массой каждого ротора;
- для подъема диафрагм;
- для выкатывания вкладыша заднего подшипника турбины.

Технические характеристики каждого СГЗП и его комплектность указываются в технической документации завода, передаваемой на электростанции при поставке турбины в комплекте эксплуатационной документации. Одновременно заказчикам передаются паспорта на СГЗП в сборе и входящие в его состав стропы и другие элементы приспособления, содержащие информацию о примененных материалах (сертификаты) и о проведенных заводом сдаточных испытаниях, а также руководство по эксплуатации СГЗП [19, 20, 12].

Для подъема крышек цилиндров, роторов, диафрагм и вкладыша при монтаже и ремонте турбины необходимо применять только поставленные заводом СГЗП, прошедшие входной контроль на электростанции. Для приемки СГЗП должна быть создана комиссия, состоящая не менее, чем из трех специалистов электростанции, имеющих высшее или среднее специальное образование, аттестованных в установленном порядке, среди них – работник, ответственный за осуществление производственного контроля при эксплуатации кранов.

СГЗП разрабатываются, изготавливаются в соответствии с техническими условиями УТЗ «Съемные грузозахватные приспособления для монтажа, ремонта и технического обслуживания турбин».

СГЗП должны эксплуатироваться в соответствии с Федеральными нормами и правилами [22] и документом «Руководство по эксплуатации. Инструкции», выпускаемым изготовителем.

Номенклатура СГЗП практически постоянна для турбин всех типов. Примеры приспособлений приведены на рис. 2.111...2.116.

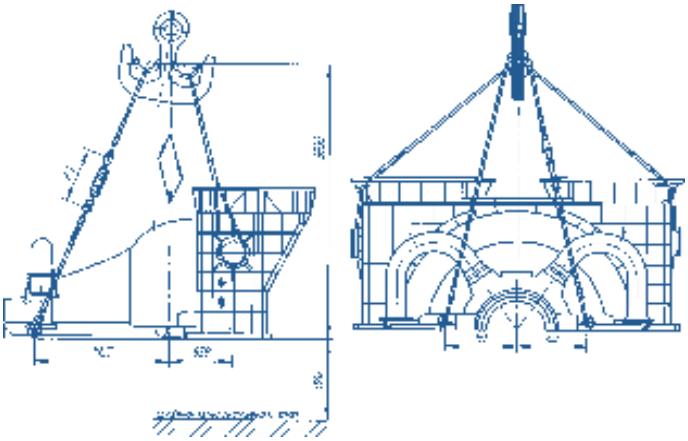


Рис. 2.111. Приспособление для подъема ЦСД

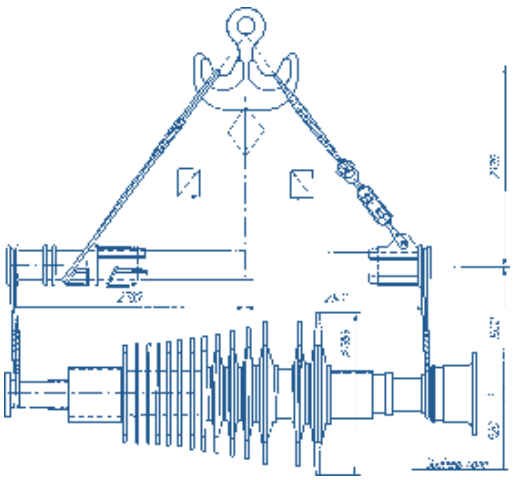


Рис. 2.112. Приспособление для подъема ротора СД



Рис. 2.113. Приспособление для подъема диафрагм

Изображенное на рис. 2.113 приспособление для подъема диафрагм применяется, если масса поднимаемой им половинки диафрагмы, не имеющей соединения со второй половинкой, например, фланцевым разъемом, не превышает 350 кг.

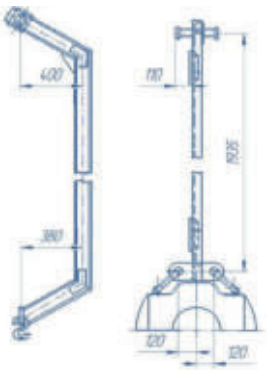


Рис. 2.114. Приспособление для подъема крышки заднего подшипника турбины

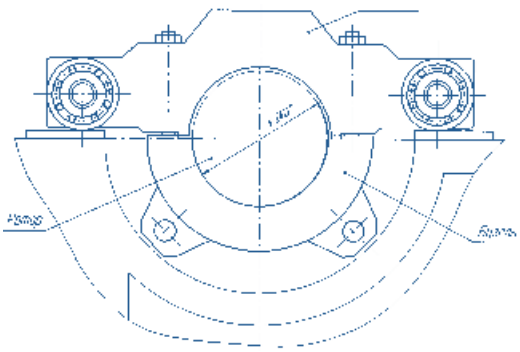


Рис. 2.115. Приспособление для маятниковой проверки роторов

Кроме СГЗП вместе с турбиной поставляется комплект стандартных рым-болтов от М12 до М48. Для перемещения узлов турбины без участия грузоподъемных кранов поставляются приспособление для подъема роторов при выкатывании вкладышей и приспособление для маятниковой проверки валопровода.

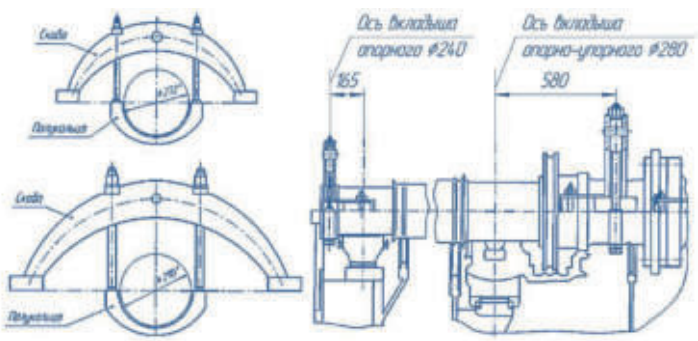


Рис. 2.116. Приспособление для подъема роторов при выкатывании вкладышей

Кроме того, для выполнения горячей затяжки крепежа разъемов цилиндров и стопорных клапанов поставляется комплект теплоэлектрических нагревателей (ТЭНов). Сама горячая затяжка крепежа осуществляется в соответствии с инструкцией, передаваемой в комплекте эксплуатационной документации.

Токосъемное устройство

С турбиной поставляется токосъемное устройство. Известно, что возникновение во вращающемся роторе вихревых токов может вызвать (и часто вызывает) электрохимическую эрозию шеек роторов. Специалисты предполагают, что «спусковым» механизмом коррозионно-эрозионного разрушения хвостовиков лопаток и ободов дисков в зоне фазового перехода также является электроэрозия. В ремонтной практике встретился случай приварки насадной полумуфты к ротору, вероятно, в точке отклонения образующей конуса от ее теоретического положения.

Для исключения появления вихревых токов ротор турбины заземляется с помощью токосъемного устройства. Это устройство изображено на рис. 2.117. Контакт с ротором осуществляется через медно-графитовый стержень, поджимаемый к ротору витой пружиной. Остальные детали устройства служат для его установки и крепления. Медно-графитовый электрод упирается в гладкий участок ротора между корпусом подшипника и уплотнением цилиндра, защищаемый от попадания масла и пара.

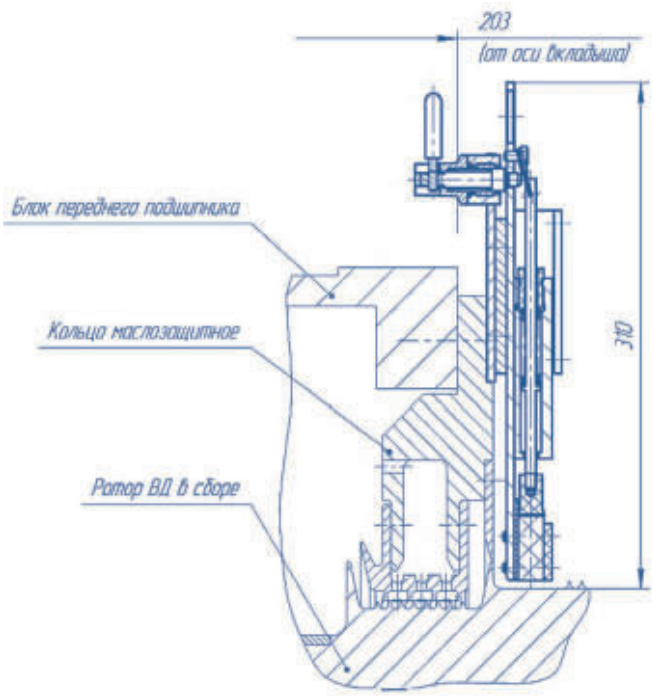


Рис. 2.117. Токосъемное устройство

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 2

1. Назовите типы корпусов цилиндров в зависимости от технологии их изготовления.
2. С какой целью в конструкции паровых турбин применяются двухкорпусные цилиндры?
3. В чем отличие соплового парораспределения от дроссельного с точки зрения конструкции паровой турбины?
4. Объясните назначение поворотной диафрагмы. В чем отличия плотных и неплотных поворотных диафрагм?
5. Каким образом в проточной части турбины осуществляется влагоудаление?
6. Перечислите виды уплотнений, применяемых в конструкции паровой турбины.
7. Что означает термин «гибкий» и «жесткий» ротор? Какие типы роторов, как правило, применяются в конструкции паровых турбин?
8. Назовите типы роторов в зависимости от технологии их изготовления.
9. Какие типы хвостовиков применяются в рабочих лопатках? Перечислите способы повышения прочности и износостойкости рабочих лопаток.
10. Подшипники какого типа, как правило, применяются в паровых турбинах? Какой материал используют для заливки вкладыша подшипника?
11. Для чего необходимо валоповоротное устройство?
12. Назовите основные органы парораспределения паровой турбины, объясните назначение кулачкового-распределительного устройства.
13. Какое назначение у обшивки паровой турбины?
14. Какие приспособления, как правило, входят в комплект поставки паровой турбины?
15. Для чего необходимо токосъемное устройство?

ГЛАВА 3. СИСТЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

3.1. Общие сведения

Разберем систему маслоснабжения на примере турбин производства УТЗ. Система маслоснабжения турбин УТЗ, кроме Т-295/335-23,5, обеспечивает маслом как систему смазки подшипников турбины и генератора, так и систему регулирования. Система включает в себя масляный бак с инжекторной группой и маслоохладителями, масляные насосы, маслопроводы и необходимую арматуру (рис. 3.1).

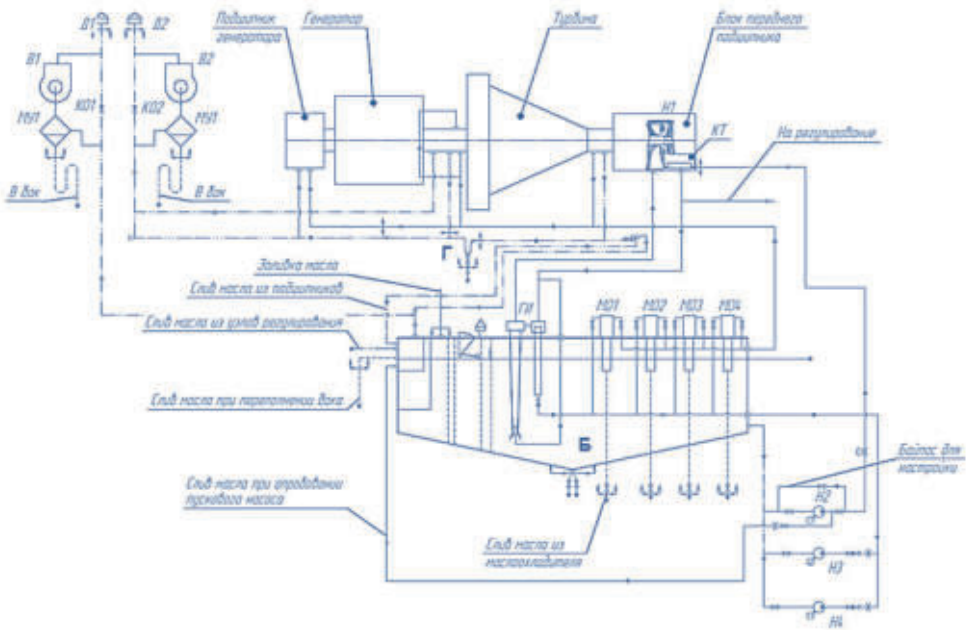


Рис. 3.1. Схема маслоснабжения турбины Т-63/76-8,8: *Б* – бак масляный; *В*$_1$, *В*$_2$ – вентиляторы ВР-300-45-2ВК3; *Г* – гидрозатвор; *ГИ* – группа инжекторная; *Д*$_1$, *Д*$_2$ – дефлекторы; *КО*1, *КО*2 – клапаны обратные; *КТ* – клапан трехходовой; *МО*1…*МО*4 – маслоохладители; *МУ*1, – маслоуловители; *Н*1 – насос главный масляный; *Н*2 – насос пусковой; *Н*3 – насос аварийный; *Н*4 – насос резервный

Во время работы турбины масло с давлением P_0 = 1,4 МПа подается в систему главным масляным насосом (ГМН). При пусковых операциях маслоснабжение производится пусковым насосом, подающим масло в те же линии, что и главный насос, но с давлением, равным 1,1…1,2 МПа. Несколько пониженное давление обеспечивает более четкий переход маслоснабжения с пускового насоса на ГМН.

При остановах турбины, а также в аварийных ситуациях при потере давления в системе смазки включается резервный насос, подающий масло только в эту систему перед маслоохладителями. Привод резервного насоса осуществляется электродвигателем переменного тока. Имеется также аварийный масляный насос смазки с приводом от электродвигателя постоянного тока. При работе турбины задвижки, установленные на всасе насосов, задвижки на напорных линиях резервного и аварийного насосов, задвижки на входе и выходе из маслоохладителей должны быть открыты и запломбированы. Включение

аварийного и резервного насосов в случае падения давления в системе смазки происходит автоматически от реле пуска масляных насосов.

На всас ГМН масло подается главным инжектором (рис. 3.2), который создает перед всасывающим патрубком насоса давление около 0,03 МПа. В систему смазки масло с давлением 0,07...0,08 МПа на уровне оси турбины поступает от инжектора смазки, работающего как вторая ступень главного инжектора. При таком соединении инжекторов в случае засорения сопла инжектора смазки некоторое количество масла к подшипникам будет продолжать поступать от главного инжектора.

Для того чтобы из-за форсирования ГМН при сбросах нагрузки на турбине не произошел срыв в работе главного инжектора, слив масла из полостей главных сервомоторов производится в линию всаса насоса. Таким образом, производительность главного инжектора в этом режиме практически не изменяется.

К соплам инжекторов масло подводится с полным давлением P_0. Перед соплом главного инжектора установлена предохранительная решетка (фильтр). В верхней точке его напорной камеры имеется дроссельная шайба диаметром 3 мм, сливная трубка после которой опущена на 1 м под уровень масла в баке, чем обеспечивается постоянная продувка для удаления возможного скопления воздуха.

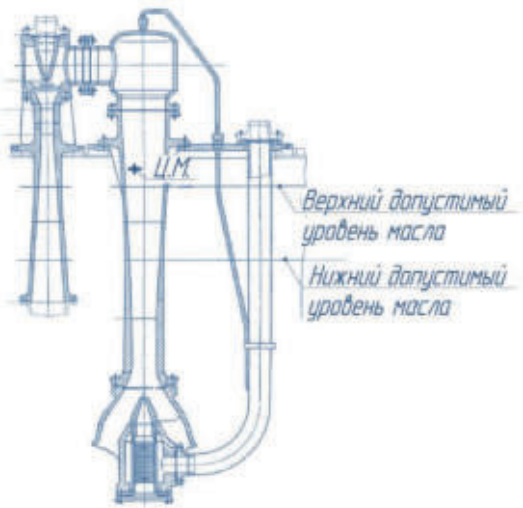


Рис. 3.2. Группа инжекторная

ГМН (рис. 3.3) выполнен центробежным. Вместе с главным насосом в одном корпусе ранее размещался импульсный насос-импеллер, с которым они образовывали одну насосную группу. В настоящее время в связи с заменой в САР турбины гидродинамического регулятора частоты вращения на электронный импеллер не устанавливается. Насос, как и ранее вся насосная группа, устанавливается на промежуточной плите корпуса переднего подшипника, через нее к насосу подводятся всасывающая и напорная линии. Рабочее колесо ГМН (а ранее – и импеллера) насажено на вал, жестко соединенный с ротором турбины. В связи с этим ни опорных, ни упорных собственных подшипников насос (группа) не имеет.

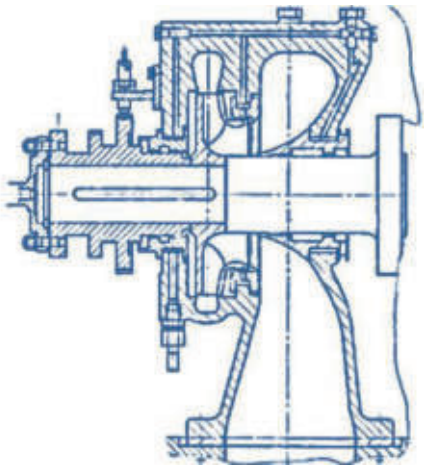


Рис. 3.3. Главный масляный насос

В большинстве турбин УТЗ упорный подшипник находится на значительном расстоянии от насоса (насосной группы), поэтому тепловые смещения конца ротора ВД относительно статора полностью передаются насосу (насосной группе), что учтено при выполнении осевых зазоров, а также перекрыш напорных камер относительно каналов в колесах. Вследствие упругого прогиба всего ротора и его всплытие на масляном клине во вкладышах подшипников конец ротора получает существенные радиальные перемещения. Поэтому для сокращения протечек масла в насосе (насосной группе) использованы плавающие уплотнения. Зазор между вращающимися деталями насоса (насосной группы) и внутренними поверхностями плавающих колец, залитыми для большей надежности баббитом, выполнен примерно равным зазорам в уплотнениях насосов с собственными подшипниками. От проворачивания кольца удерживаются штифтами, закрепленными в верхней половине корпуса. Все кольца имеют хорошую смазку. К переднему уплотнению подводится масло из напорной линии, что исключает возможность подсоса воздуха через это уплотнение. В два уплотнения, расположенные со стороны всасывающей камеры главного насоса, масло во время работы турбины подается по каналам из верхней точки камеры колеса. При остановах турбины, когда напор, создаваемый колесом, падает, а пусковой насос не включается, масло к этим уплотнениям подается через шариковый обратный клапан из линии смазки. Три других уплотнения (в том числе и переднее уплотнение) подачи масла при останове турбины не требуют.

В системах маслоснабжения турбин УТЗ установлены четыре обратных клапана. Три из них, расположенные за инжектором и двумя насосами смазки, являются стандартными покупными изделиями, а один, разделяющий напорные линии главного и пускового масляных насосов, представляет собой трехходовой клапан, выполненный в виде цилиндра, перемещающегося в буксе. Этот клапан, заменяющий два обычных клапана, размещен в маслораспределительной коробке, вваренной в корпус переднего подшипника. К одному концу буксы клапана через фланец на передней стенке корпуса подшипника подается масло от пускового насоса, к другому – от главного насоса. В зависимости от того, на какой торец

цилиндра действует большее давление, он смещается в ту или иную сторону, пропуская масло от насоса с большим давлением в напорную линию системы. Окна в буксе, через которые проходит масло, выполнены длиннее цилиндра, поэтому при его перемещениях никогда не происходит перерыва в подаче масла в линию.

Система смазки заполняется маслом через маслобак (рис. 3.4): сначала в него заливается масло до верхнего допустимого уровня, затем при пуске турбины маслопроводы заполняются маслом с помощью пускового насоса. В маслобак возвращается отработавшее в системе смазки масло. Отношение емкости маслобака к емкости системы маслопроводов называют кратностью циркуляции. Этот показатель в определенной степени характеризует совершенство очистки и деаэрации масла в системе. Пополнение системы маслом, теряемым при работе маслосистемы за счет испарения масла и масляных протечек, происходит добавлением масла в маслобак. Количество доливаемого масла нормируется станционными документами, разработанными на основе действовавших ранее отраслевых документов, отразивших опыт эксплуатации маслосистем большого количества турбоагрегатов различных мощностей и конструкций.

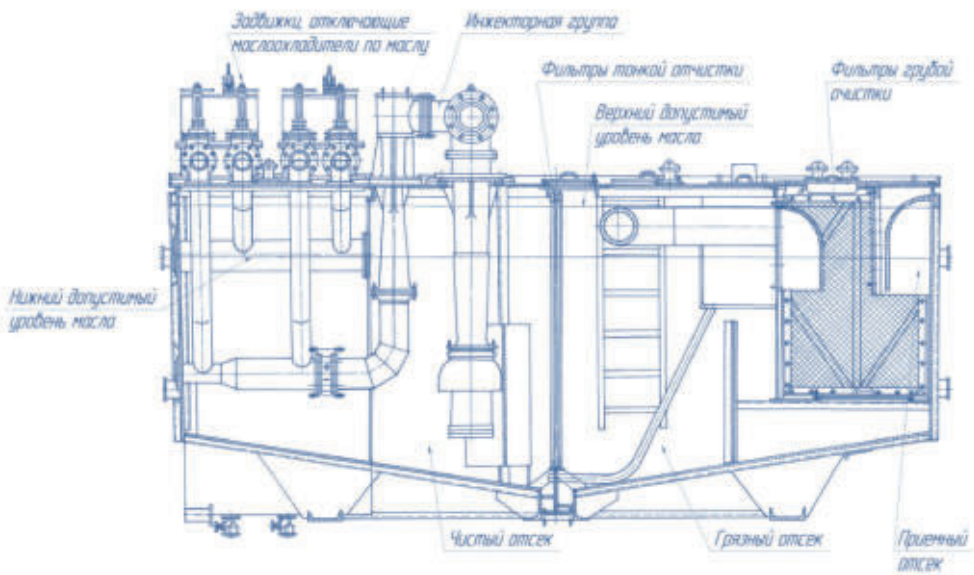


Рис. 3.4. Масляный бак (емкость 22 м³)

Маслосистемы различных турбоагрегатов содержат разное количество маслоохладителей и могут различаться их размещением относительно маслобака (табл. 3.1).

Сетчатые фильтры разделяют маслобак на отсеки. В первом отсеке, в который вводятся все сливные линии, устанавливается пеногаситель. Этот отсек отделен от следующего «грязного» отсека фильтрами предварительной очистки. Основные, более мелкие фильтры размещены поперек бака и разделяют «грязный» и «чистый» отсеки. Сетки фильтров натянуты на рамы, устанавливаемые в два ряда, что позволяет по очереди вынимать их для чистки во время работы турбины. В «чистый» отсек заглублена инжекторная группа.

Таблица 3.1

Емкость маслобака и число маслоохладителей турбоагрегатов с турбинами УТЗ

Тип турбины	Емкость маслобака, м³	Число маслоохладителей
Т-120/130-130-8МО	26	6[1]
Т-125/150-12,8	26	6[1]
Т-63/76-8,8	22	4[1]
К-65-12,8	22	4[1]
Тп-35/40-8,8	22	4[1]
Т-295/335-23,5	66	3[2]

[1] Маслослоохладители встроены в масляный бак.

[2] Маслоохладители вне маслобака.

Баки снабжены дистанционными указателями уровня масла в «чистом» отсеке, имеющими и местную шкалу. Этот указатель замеряет также уровень масла в «грязном» отсеке и, если разность уровней в отсеках превысит 100 мм, подает сигнал о засорении фильтров. Дистанционный указатель уровня масла выполнен с применением дифманометров, установленных вне бака. На масляных баках остался только местный поплавковый указатель уровня масла, от которого никаких сигналов не подается.

Маслоохладители рассчитаны так, что один из них можно отключать при работающих других, для чего они снабжены необходимой арматурой. Более подробно описание маслоохладителей – в разд. 5.7.

3.2. Система маслоснабжения турбины Т-295/335-23,5

Система маслоснабжения турбины Т-295/335-23,5 (рис. 3.5) существенно отличается от систем других турбин, так как предназначена для подачи масла только в систему смазки, поскольку система регулирования турбины Т-295/335-23,5 работает на негорючей жидкости и подачи масла не требует.

Для подачи масла в систему смазки турбины, генератора, возбудителя и ПЭН установлены два насоса с приводом от электродвигателей переменного тока. Из двух насосов один является резервным. Насосы создают напор в 28 м. За насосами перед маслоохладителями установлена дроссельная шайба, которая с учетом потерь давления в маслоохладителях и при подъеме масла до оси турбины обеспечивает в системе смазки давление 0,12...0,15 МПа.

В системе имеются также два аварийных насоса с приводом от электродвигателей постоянного тока, питающихся от аккумуляторных батарей. Эти насосы подают масло после маслоохладителей, что допустимо, так как при работе аварийных насосов турбина должна останавливаться, поскольку аккумуляторные батареи не могут обеспечить длительную работу насосов. Аварийные насосы создают в системе смазки давление около 0,07 МПа.

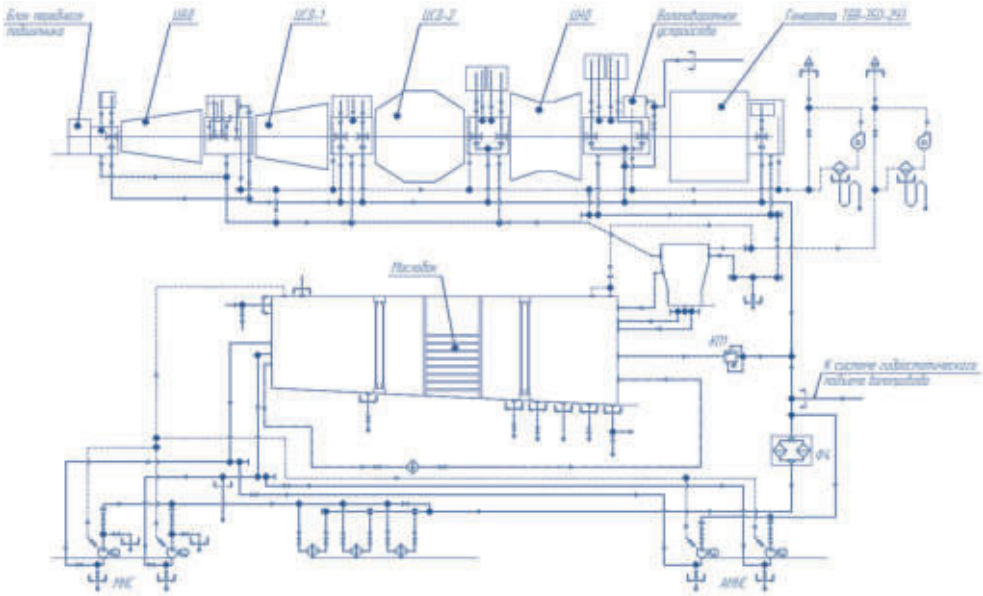


Рис. 3.5. Схема маслоснабжения турбоагрегата с турбиной Т-295/335-23,5

Поскольку маслоснабжение осуществляется от насосов, не связанных с турбиной, в систему маслоснабжения кроме аварийных насосов включены аварийные емкости (бачки, рис. 3.6). Они рассчитаны на сокращенное снабжение маслом вкладышей турбоагрегата при его аварийном останове в случаях одновременного прекращения подачи масла насосами. Бачки установлены на крышках корпусов переднего подшипника, опорно-упорного подшипника и подшипника между ЦСД-1 и ЦСД-2, а также на выхлопных частях ЦНД и на генераторе.

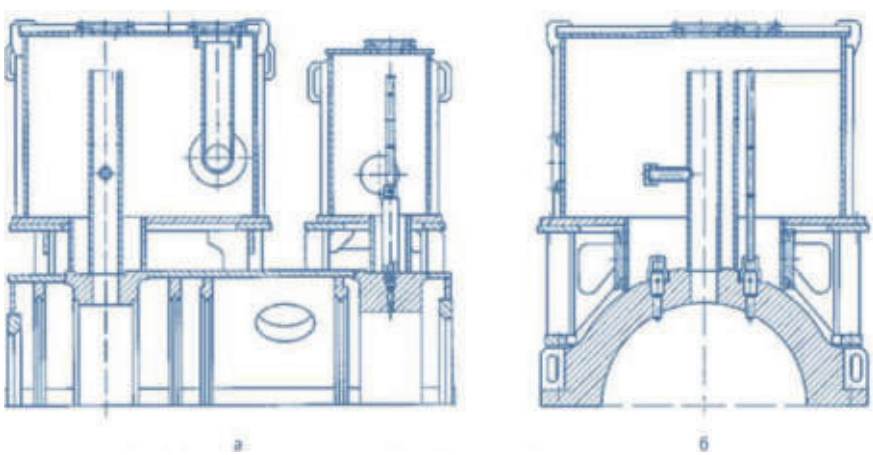


Рис. 3.6. Бачок аварийной смазки турбины Т-295/335-23,5:
а – продольный разрез бачка; б – поперечный разрез бачка

Бачок для переднего подшипника вмещает 60 л масла, бачок над опорно-упорным подшипником разделен на два отсека: 120 и 470 л. Бачок на крышке

подшипника между ЦСД-1 и ЦСД-2 также разделен на две части: 200 и 400 л – и обеспечивает смазкой два вкладыша. На каждой выхлопной части турбины размещено по два бачка по 300 л для смазки трех вкладышей турбины и одного вкладыша генератора. Бачок на генераторе обеспечивает смазку второго подшипника генератора и подшипников возбудителя. Бачки, кроме емкости над опорно-упорным подшипником и на генераторе, заполняются во время работы турбины через вкладыши и идущие от них дозирующие трубки. Через эти же дозирующие трубки масло поступает из бачков к вкладышам при останове насосов.

В процессе останова турбины количество масла, подаваемого к подшипникам, может уменьшаться по мере уменьшения частоты вращения ротора. Поэтому дозирующие трубки имеют по высоте ряд отверстий разного диаметра. В первый момент после прекращения подачи масла насосами, когда частота вращения ротора турбины еще велика, масло в дозирующие трубки поступает через все отверстия, и к вкладышам поступает наибольшее количество масла. По мере снижения уровня масла в бачках, что совпадает с уменьшением частоты вращения ротора турбины, масло в трубки начинает поступать через меньшее количество отверстий. Уменьшение количества подаваемого к вкладышам масла происходит также вследствие снижения масляного столба, под действием которого происходит истечение масла.

Над уровнем масла в бачках всегда имеется некоторый объем воздуха за счет установки в них переливных труб, поддерживающих в бачках определенный уровень масла и соединяющий пространство над маслом в бачке с пространством внутри корпуса подшипника. Вследствие этого над уровнем масла не образуется замкнутого пространства и при истечении масла из бачка в нем не создается разрежения, которое могло бы задерживать истечение масла.

В бачок над опорно-упорным подшипником масло поступает под давлением непосредственно из линии смазки, поэтому при нормальной подаче масла от насоса заполнен весь бачок и свободного объема воздуха в нем нет. Таким образом, исключается разрыв потока масла, идущего к вкладышу, и масло не насыщается воздухом. Имеющаяся переливная труба закрыта сверху пробкой с небольшими отверстиями, и, когда подача масла от насоса в бачок прекращается, воздух через эту трубу, так же, как и в других бачках, из корпуса подшипника поступает в пространство над маслом. Поскольку упорным колодкам требуется большее количество масла, чем опорной части подшипника, масло непосредственно к ним подается из большего отсека бачка и не через дозирующую трубку, а через дозирующее отверстие, что обеспечивает постоянную площадь подвода масла. Из большего отсека по второй трубе масло поступает в масляный канал опорной части вкладыша, а из него – и в пространства между колодками. Эта труба имеет всего одно небольшое отверстие в своей нижней части. В первый момент масло во вторую трубу, кроме этого отверстия, поступает через ее верхний открытый торец, но как только уровень масла несколько снизится, оно начинает поступать в трубу в меньшем количестве через нижнее отверстие. Из большого отсека через свою дозирующую трубку масло поступает также к технологической опоре для охлаждения ротора. Основное поступление масла к опорной части вкладыша происходит через дозирующую трубку из малого отсека емкости.

Одной из особенностей системы маслоснабжения турбины Т-295/335-23,5 является применение отдельно стоящих маслоохладителей. Всего установлено три маслоохладителя, один из которых является резервным (разд. 5.7). За маслоохладителями установлены два сливных клапана, обеспечивающих поддержание давления в системе смазки турбины при следующих эксплуатационных манипуляциях:

- при переключениях маслонасосов;
- изменении режима работы гидромуфты ПЭН;
- переключениях ПЭН.

Масло, сливающееся из подшипников, попадает сначала в пеноотделитель, а затем – в приемную камеру масляного бака (рис. 3.7). Отсюда оно обтекает корпус бака по двум боковым карманам и торцевому каналу и поступает в «грязный» отсек бака. Карманы привариваются к боковым стенкам бака при монтаже турбины, чтобы обеспечить нужные для транспортировки габариты. Во время протекания масла по карманам происходит его (масла) первичная деаэрация. Далее масло, пройдя первый ряд фильтров, воздухоотделитель и второй ряд фильтров (с более тонкой сеткой), попадает в «чистый» отсек бака.

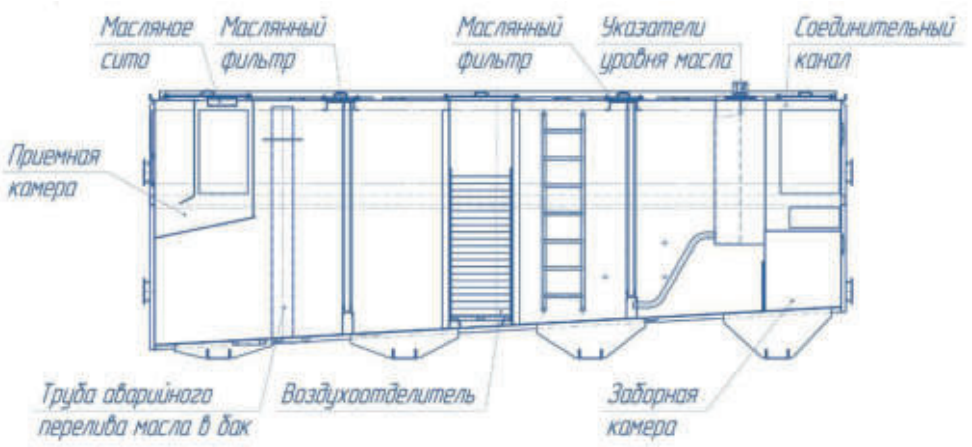


Рис. 3.7. Масляный бак (емкость 66 м³) турбоагрегата с турбиной Т-295/335-23,5

В турбине Т-295/335-23,5 используется система гидростатического подъема роторов турбоагрегата (рис. 3.8), предназначенная для обеспечения жидкостного трения во вкладышах турбины и генератора на режимах работы, когда скорость вращения вала недостаточна для образования надежной масляной пленки за счет динамической смазки.

ГПР фактически является частью системы смазки турбоагрегата и представляет собой систему подачи масла под высоким давлением в рабочую зону вкладышей, которое гидростатически уравновешивает приложенную к подшипнику весовую нагрузку. Подъемное масло через распределительный коллектор подается к подшипникам насосными агрегатами с аксиально-поршневыми насосами.

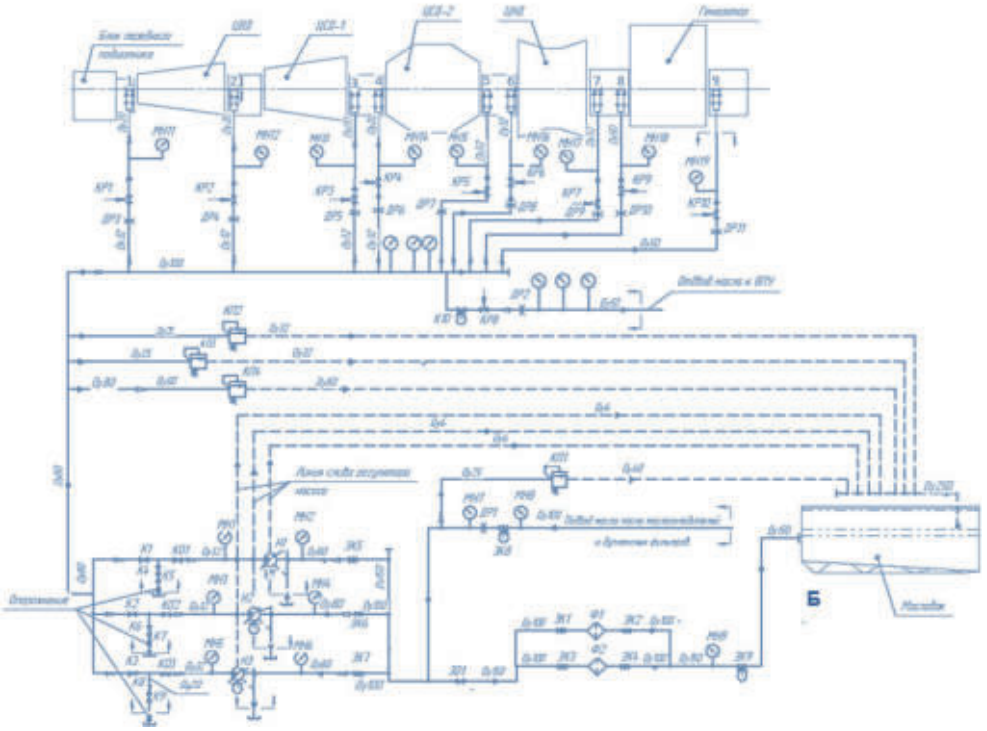


Рис. 3.8. Схема системы гидростатического подъема роторов турбоагрегата с турбиной Т-295/335-23,5: *Б* – масляный бак; *ДР*1, *ДР*2 – дроссельные шайбы; *ЗО*1– затвор обратные; *К*1…*К*17 – клапаны (вентили) запорные; *КО*1…*КО*18 – клапаны обратные; *КП*1…*КП*4 – клапаны предохранительные; *КР*1…*КР*10 – клапаны регулирующие; *МН*1…*МН*22 – замер давления; *Н*1…*Н*3 – насосные агрегаты; *Ф*1…*Ф*4 – фильтры линейные

В соответствии с техническим заданием заказчика маслосистемы турбины Т-295/335-23,5 дополнительно оснащены нагревателями масла и линейными фильтрами. Установлено три взаимозаменяемых насосных агрегата: два – рабочих, один – резервный. Подвод масла на насосы осуществлен от системы смазки.

Для поддержания давления подъемного масла в каждом из вкладышей предусмотрены регулирующие клапаны, устанавливаемые за распределительным коллектором во всех линиях подачи. Значения давления масла для каждой линии различны и определяются по величине всплытия вала при настройке системы. Величина всплытия вала в каждом вкладыше должна быть от 0,04 до 0,10 мм. Подъем вала замеряется датчиками вибрации, установленными в каждом из вкладышей.

Для предотвращения утечки масла из подшипника и изменения направления потока в трубопроводе при выключенном ГПР, а также с целью поддержания высокого давления во вкладышах в зоне подвода подъемного масла предусмотрена установка обратных клапанов на линиях нагнетания (рис. 3.9, см. также рис. 3.8).

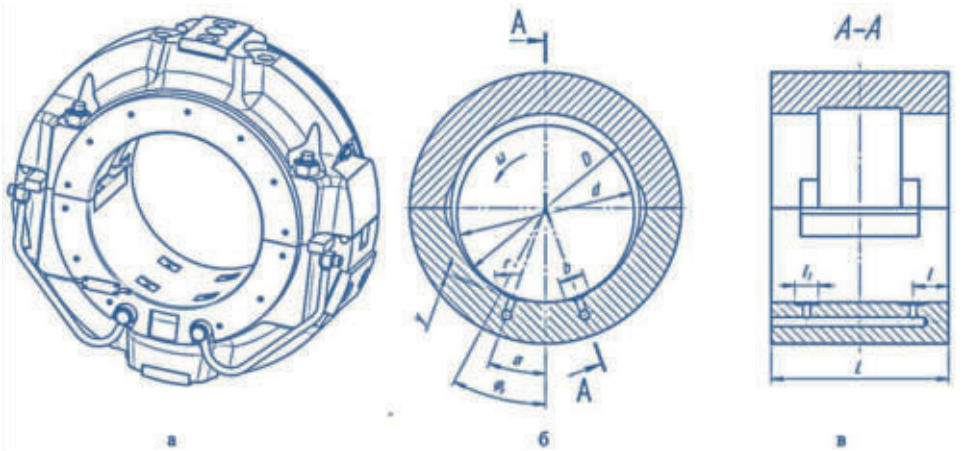


Рис. 3.9. Вкладыш, подготовленный для подключения к системе ГПР: а – схема вкладыша с масляными карманами для подачи подъемного масла от насоса ГПР; б – поперечный разрез вкладыша (показано расположение масляных карманов и точек подвода подъемного масла); в – продольный разрез вкладыша (показана линия подачи во вкладыш подъемного масла); *D* – диаметр расточки вкладыша; *d* – диаметр шейки ротора; $\varphi_к$ – положение максимума давления масляного клина; ω – направление вращения ротора; α – угловая координата масляного кармана; y – глубина масляного кармана; *b* – длина кармана по дуге расточки

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 3

1. Перечислите основные элементы системы маслоснабжения паровой турбины.
2. Для чего в системе маслоснабжения используются эжекторы?
3. Каким образом осуществляется резервирование работы насосов системы маслоснабжения в случае аварийных ситуаций?
4. Какие теплообменные аппараты используются в системе маслоснабжения и для чего?
5. В чем отличие системы маслоснабжения паровой турбины Т-295/335-23,5 от турбин других типов?

ГЛАВА 4. СИСТЕМА АТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

4.1. Общие сведения

Система автоматического регулирования (САР) современных паровых турбин, выполняется электрогидравлической. Она имеет гидромеханическую часть, включающую в полном объеме контур регулирования частоты вращения ротора турбины, и усилительную и исполнительную части контуров регулирования отборов пара. Электрическая часть САР представлена электронными регуляторами электрической нагрузки турбины и регулируемых отборов пара. Турбины более ранних лет выпуска (до 70-х годов прошлого века) имели гидродинамические САР.

Рабочей жидкостью в САР является турбинное масло, применяемое в системе смазки подшипников (за исключением турбин Т-250/300-240 и Т-113/145-12,4, где рабочей жидкостью является конденсат).

Кроме частоты вращения САР турбин поддерживаются (в зависимости от типа):

- электрическая нагрузка турбогенератора (мощность);
- давление пара в производственном отборе;
- температура сетевой воды за одним из подогревателей сетевой воды (или давление пара в одном или двух регулируемых отопительных отборах); при постоянной тепловой нагрузке турбоагрегата может поддерживаться величина нагрева сетевой воды;
- противодавление;
- температура подпиточной воды на выходе из встроенного пучка конденсатора.

Отдельными локальными системами поддерживаются уровни конденсата в теплообменных аппаратах турбоустановки и давление пара в коллекторе концевых уплотнений.

Система защиты – также в целом электрогидравлическая, в отдельных проектах, по требованию Заказчика, механогидравлическими могут выполняться защиты – от разгона ротора при сбросе нагрузки и от недопустимого повышения давления в камерах регулируемых отборов и присоединенных к ним паропроводах и теплообменных аппаратах. Для реализации прочих защит (по так называемым механическим величинам: вибрации роторов и подшипниковых опор, осевому сдвигу и др.) используются электрические датчики, передающие сигнал на останов турбины в гидромеханическую часть через электромагнит защиты.

Основные характеристики электрогидравлических и гидродинамических САР и СЗ приведены в табл. 4.1 и 4.2.

В опытном порядке начиная с конца 90-х годов прошлого века САР и СЗ реконструируются с заменой гидродинамического регулятора частоты вращения на электронный. Опыт эксплуатации таких турбин подтвердил более высокие качественные и эксплуатационные характеристики электронных регуляторов над традиционными.

В настоящее время УТЗ и ЛМЗ устанавливает современные микропроцессорные электрогидравлические системы регулирования и защиты (ЭГСРиЗ).

Таблица 4.1

Основные характеристики электрогидравлических систем автоматического регулирования и защиты

Наименование параметра	Величина, абс.
Точность поддержания электрической мощности	±1 МВт
Точность поддержания давление пара в производственном отборе и в противодавлении	±2 кПа
Точность поддержания давление пара в отопительных отборах	±1 кПа
Точность поддержания температуры сетевой воды или ее нагрева	±1 °С
Точность поддержания температуры подпиточной воды	±1 °С

Таблица 4.2

Основные характеристики гидродинамических систем автоматического регулирования и защиты

Наименование параметра	Величина, % к номинальному значению параметра
Частота вращения:	
- общая степень неравномерности	4,5±0,5 (6,0±0,5)[1]
- местная степень неравномерности	2,5...10
- степень нечувствительности	≤ 0,3
- динамическое увеличение частоты вращения при полном сбросе нагрузки	107...109, (109...111)[1]
- частота вращения останова турбины защитой от разгона	111...112, (113...115)[1]
	Величина, кПа
Давление пара в производственном отборе – нечувствительность	< 2
Давление в отопительном отборе – нечувствительность	< 5
Противодавление – нечувствительность	< 2[2] < 5[3]

[1] Для турбин типа Р
[2] При давлении более 0,25 МПа (2,5 кгс/см²)
[3] При давлении до 0,25 МПа (2,5 кгс/см²)

4.2. Конструкция основных элементов электрогидравлической системы регулирования

Для реализации задач регулирования САР и управления регулирующими паровпускными органами в паровых турбинах используются сервомоторы. К примеру, турбины типа «Т», как правило содержит два сервомотора: сервомотор ЧВД, перемещающий регулирующие клапаны ЧВД, и сервомотор ЧНД, перемещающий поворотное кольцо поворотной регулирующей диафрагмы ЧНД.

Главный сервомотор ЧВД турбин УТЗ, за исключением турбин семейства Т-250, размещен внутри корпуса переднего подшипника в его левом крыле и устанавливается на среднюю плиту блока переднего подшипника. При этом все присоединения масляных линий к сервомотору выполнены внутри блока переднего подшипника через среднюю плиту, что значительно повысило пожаробезопасность системы регулирования в области ЦВД.

Главные сервомоторы, управляющие поворотными регулирующими диафрагмами ЧНД, расположены на цилиндре турбины вблизи выхода рычагов этих диафрагм.

Главные сервомоторы имеют двухсторонний подвод масла к поршню. Отсечные золотники главных сервомоторов *3* (рис. 4.1 и 4.2), управляющие подводом и сливом масла из их полостей, выполнены заодно с дифференциальными промежуточными сервомоторами. Их дифференциальные поршни имеют тот же диаметр, что и золотник, а рабочие поверхности поршня разнесены на всю длину золотника.

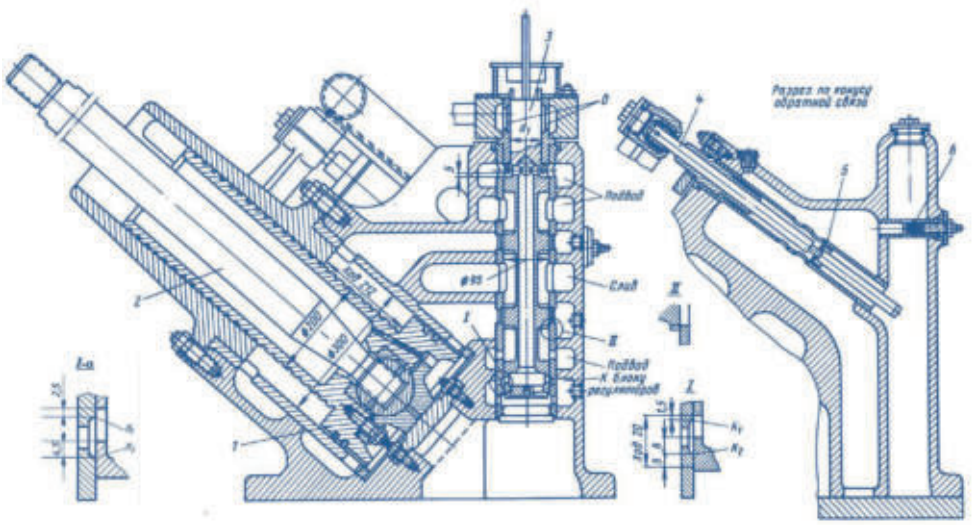


Рис. 4.1. Сервомотор ЧВД: 1 – поршень; 2 – шток; 3 – отсечной золотник; 4 – конус обратной связи; 5 – шайба конуса; 6 – настроечный дроссель; I – первоначальная характеристика обратной связи отсечного золотника; I-а – современная характеристика обратной связи отсечного золотника

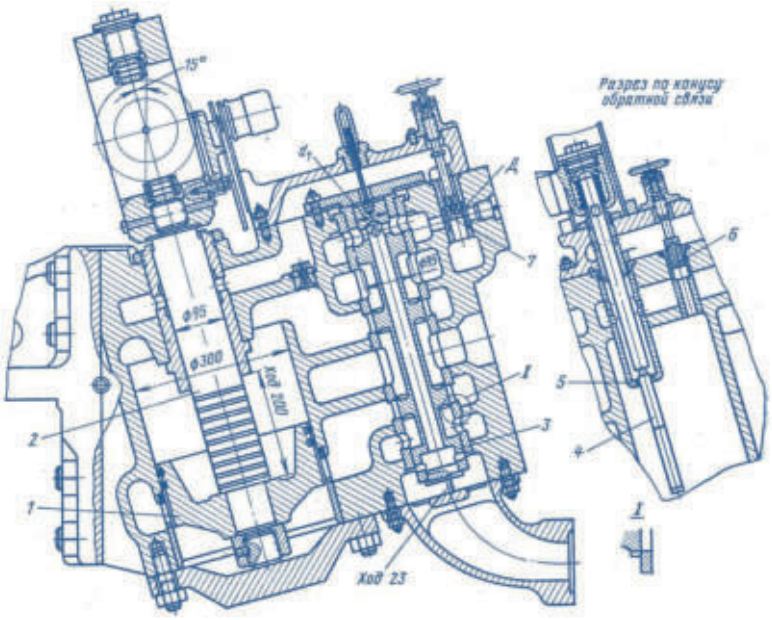


Рис. 4.2. Сервомотор ЧНД, применяющийся в электрогидравлической системе регулирования турбины Т-110/120-130: 1 – поршень; 2 – шток; 3 – отсечной золотник; 4 – конус обратной связи; 5 – шайба конуса; 6 – настроечный дроссель; 7 – переключатель; *Д* – дроссель передаточного отношения; I – положение отсечных кромок золотника сервомотора в установившемся положении

Поверхность с меньшей площадью, находящаяся под воздействием масла от силового насоса с давлением p_0, образуется за счет верхнего хвостовика. Поверхность с большей площадью представляет собой торец золотника. Масло к ней подводится последовательно по центральному сверлению в золотнике и через тангенциальные окна обратной связи, а также параллельно через настроечный дроссель положения сервомотора *6*.

Управление сервомоторами осуществляется сливом масла через окна в соответствующих этажах золотника ∅ 70 мм блока регулирования. В связанных системах регулирования (с блоком регуляторов) слив масла из импульсных камер отсечных золотников сервомоторов происходит через окна в золотниках регуляторов, расположенных в соответствующих этажах блока регуляторов.

Золотники главных сервомоторов интенсивно вращаются потоком масла, протекающего через тангенциальные окна. Нижний упор золотников выполнен гидравлическим аналогично упору у золотника ∅ 65 мм регулятора частоты вращения.

Для большей устойчивости главных сервомоторов отсечные кромки рабочих поясков золотников выполнены с перекрышами, в которых выполнены пропилы (цакены) в форме сегментов. Когда смещение золотника не превышает перекрыши, масло протекает только через пропилы, имеющие ширину значительно меньшую, чем периметр рабочего пояска, определяющий ширину окна, открывающегося за пределами пропилов. Поэтому в случае некоторой пульсации золотника, при которой он кратковременно отклоняется от среднего положения в пределах

перекрыши, скорость движения поршня главного сервомотора оказывается небольшой, а его смещение – незначительным. Наличие пропилов не вносит нечувствительности в систему регулирования, так как высота поясков золотника по внутренним кромкам пропилов соответствует высоте окон (проточек) в буксе, и при любом смещении золотника масло, хотя и в меньшем количестве, поступает к поршню сервомотора.

Гидравлические обратные связи главных сервомоторов представляют собой дроссели, рабочие сечения которых образуются шайбой *5* и перемещающимися внутри нее конусом *4*. Конус шарнирно укреплен в кронштейне, соединенном со штоком *2* (поршнем) главного сервомотора. Наличие шарнира облегчает центровку конуса, а имеющаяся в шарнире пружина создает силовое замыкание головки конуса с кронштейном, обеспечивая строгую однозначность перемещения конуса и поршня. Внутри пружины расположена дистанционная втулка. Зазор между торцом втулки и головкой конуса устанавливается в пределах 1 мм.

С целью ослабления удара поршня *1* сервомотора о корпус при быстром движении поршня вниз, например, при сбросе нагрузки или срабатывании защиты, выпуск масла из полости под поршнем на последних 6...8 мм хода у сервомотора ЧВД и 3...4 мм – у сервомотора ЧНД происходит через зазор между поршнем и рубашкой. Кроме того, у некоторых сервомоторов окна в рубашке имеют внизу резко суженную часть, у других сервомоторов узкие окна выполнены в поршне.

В сервомоторе ЧВД площадь поршня сверху за счет большого диаметра направляющей части в несколько раз меньше площади снизу. Такое уменьшение площади выполнено для того, чтобы увеличить скорость перемещения сервомотора в направлении закрытия регулирующих клапанов ЧВД, поскольку требуемое усилие на закрытие в несколько раз меньше, чем на открытие, а при меньшем объеме верхней камеры сервомотора требуется соответственно меньший расход масла. Это позволяет несколько ограничить производительность ГМН при сбросах нагрузки, когда для движения поршней главных сервомоторов требуется большой расход масла.

4.3. Задачи системы регулирования защиты. Виды защит

Система регулирования турбины действует во всех эксплуатационных режимах работы, выполняя задачи поддержания регулируемых параметров турбины с требуемой степенью точности. Попутно системой регулирования решается и задача защиты турбины от недопустимого отклонения параметров, которое может повлечь разрушение турбины. Однако в процессе эксплуатации турбины возникают ситуации, когда по какой-либо причине (в частности, по причине отказа системы регулирования) отклонения параметров достигают все же недопустимой величины. В этом случае во избежание аварии турбина должна быть незамедлительно остановлена путем полного прекращения подачи в нее пара. Для этой цели турбоустановки снабжаются системой защит, действующих на останов турбины. Основным требованием к системе защит является полная независимость от системы регулирования, т. е. каждый контур системы защит имеет все необходимые элементы: датчики, усилители, исполнительные и парораспределительные органы. Тем самым обеспечивается требование, согласно

которому по всем опасным с точки зрения целостности (прочности) турбины параметрам она имеет две независимые ветви защиты: первая (система регулирования) обеспечивает требования безопасности в процессе эксплуатации, вторая (собственно защита) вступает в работу при недостаточности или отказе системы регулирования и отклонении опасного параметра за пределы рабочего диапазона.

Элементы системы регулирования в процессе эксплуатации непрерывно перемещаются, что позволяет судить об их работоспособности, не прибегая к специальным испытаниям. Напротив, элементы системы защиты в нормальных режимах работы практически полностью неподвижны. Для обеспечения работоспособности и уверенности в исправности их приходится периодически проверять, осуществляя различного рода испытания и расхаживания. В связи с этим защиты турбины выполняются дублированными (резервированными) и конструктивно позволяют при проведении регламентных работ (расхаживании, опробовании и др.) в одном из каналов защиты сохранять функции защиты в другом (других) канале.

К системам регулирования и защиты, как правило, выдвигается дополнительное требование: нормально работающая исправная система регулирования должна обеспечивать безопасную работу турбины без вмешательства системы защиты, что позволяет в аварийных ситуациях косвенно судить о состоянии системы регулирования: если турбина не была остановлена, то система регулирования исправна, если остановилась (сработала защита) — то неисправна.

К системе защиты следует отнести также некоторые защитные устройства, предотвращающие аварийные режимы работы без останова турбины, но не действующие в нормальных эксплуатационных режимах работы.

Автоматические затворы являются исполнительными устройствами системы защиты турбины, перемещающими стопорные и защитные клапаны.

На рис. 4.3 представлен автоматический затвор турбины Т-110/120-130, представляющий собой односторонний пружинный сервомотор с отсечным золотником. Он управляется от буксы подвижной блока регулирования (его синхронизатора), являющейся элементом механизма управления турбины (МУТ), и позволяет производить необходимые операции как по месту, так и дистанционно. Букса подвижная блока регулирования подводит масло в «линию защиты» турбины при движении от нулевого положения в сторону набора нагрузки, при этом автозатвор стопорного клапана может быть полностью открыт или закрыт. Закрытие автозатвора осуществляется и золотниками автомата безопасности. Для возможности расхаживания автозатвора и снятия характеристик в его корпусе установлен золотник ручного управления *3* и имеется обратная связь *6* от поршня *1* к отсечному золотнику *2*. При необходимости золотником управления можно произвести посадку стопорного клапана.

Поршень автозатвора *1* нагружен сверху витыми пружинами. Шток поршня выведен вверх, через сливную камеру. Конец штока поршня жестко соединен с верхней траверсой рамки, образуемой двумя траверсами и двумя тягами. В нижней траверсе расположен шаровой шарнир, через который она соединяется со штоком стопорного клапана. На одной из тяг закреплен клиновой толкатель,

воздействующий на конечный выключатель, подающий необходимые электрические сигналы при закрытии клапана. Нижнее положение поршня автозатвора определяется упором стопорного клапана в седло, а верхнее – упором штока клапана в буксу. Подача масла под поршень для открытия стопорного клапана и слив масла при его закрытии производятся отсечным золотником *2*. Этот золотник находится под воздействием пружины растяжения и силы давления масла в камере над ним. Золотник выполнен дифференциальным со ступенькой в средней части, на которую действует напорное масло, создавая усилие, направленное, как и сила пружины, вверх. Это дополнительное усилие гарантирует подъем золотника вверх и закрытие стопорного клапана даже при неисправности пружины. Масло в камеру над золотником подается от синхронизатора через небольшое калиброванное отверстие в его буксе, поэтому при срабатывании ЗАБ этот подвод не препятствует быстрому понижению давления в камере. Сливное окно в золотнике управления *3* выполнено в виде Т-образной щели с узкой частью, позволяющей плавно изменять давление в камере.

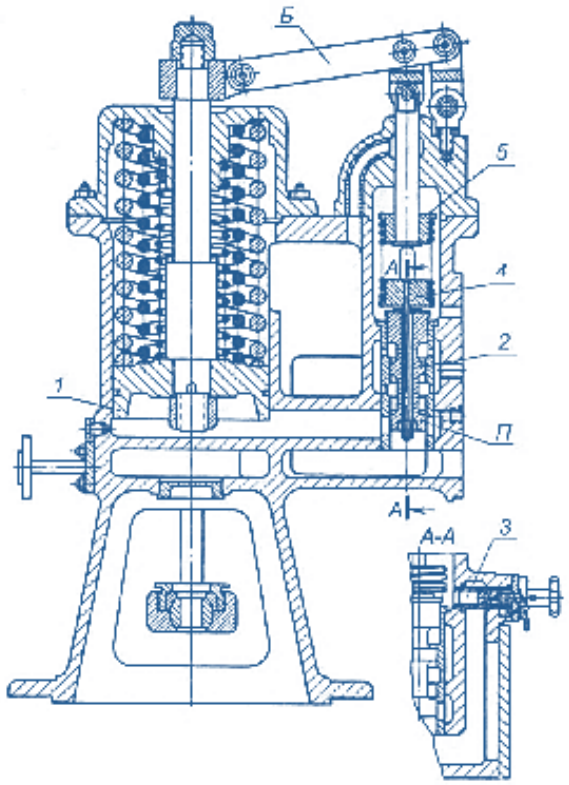


Рис. 4.3. Автозатвор стопорного клапана турбины Т-110/120-130: 1 – поршень; 2 – отсечной золотник; 3 – золотник ручного управления (расхаживания); 4 – нижняя тарелка пружины; 5 – верхняя тарелка пружины

Когда в камере над золотником масло имеет полное давление, усилие, действующее на золотник вниз, становится значительно больше усилия, действующего вверх, поэтому он опускается до упора (буртик золотника упирается в буксу). В этом положении поясок открывает постоянный подвод масла под

поршень автозатвора. При снижении давления масла в камере над золотником он смещается вверх, открывая слив масла из-под поршня. Когда давление мало, тарелки пружины золотника сближаются до соприкосновения их штоков. Шток нижней тарелки *4* соединяется с золотником через самоустанавливающуюся опору. Шток верхней тарелки *5* связан с рычагом обратной связи *6*. Когда штоки тарелок сомкнуты, поршень автозатвора, двигаясь вниз, через обратную связь перемещает вниз и золотник (Нижняя тарелка в этот момент, выбрав имеющийся небольшой зазор, упирается в буртик золотника). После того как поршень пройдет бо´льшую часть хода, золотник начинает уменьшать площадь открытия сливных окон, оставляя их открытыми в конце хода на небольшую величину. Этим достигается смягчение удара стопорного клапана о седло за счет уменьшения скорости движения поршня автозатвора на последнем участке хода.

Для увеличения скорости поршня на основной части хода сопротивление слива масла снижается перетоком части масла из сливного канала в соединенную с ним полость над поршнем.

Виды защит

В системе защит турбин следует условно выделить основные, непосредственно проектируемые, изготавливаемые и поставляемые заводом. К ним следует отнести:

- защиту от недопустимого повышения частоты вращения (от разгона);
- защиту от недопустимого повышения давления пара в камерах регулируемых отборов пара и присоединенных к ним теплообменных аппаратах и трубопроводах.

Указанные защиты имеют собственные исполнительные органы, предназначенные для прекращения доступа пара в турбину и для сброса из турбины избыточного пара.

Кроме того, в систему защит входит ряд технологических защит, для реализации которых турбина должна быть укомплектована специальными датчиками (как правило, электрическими), а останов турбины осуществляется посредством закрытия исполнительных органов защиты от разгона. К таким защитам относятся:

- защита от недопустимого осевого сдвига ротора;
- защита от недопустимого прогиба ротора;
- защита от недопустимой вибрации подшипниковых опор или роторов турбины;
- защита от недопустимого повышения давления в камерах регулируемых отборов пара (дополнительно к основной защите, реализуемой отдельной системой, представленной выше);
- защита от недопустимого ухудшения вакуума в конденсаторе;
- защита от недопустимого снижения давления масла в системе смазки.

К защитным устройствам, непосредственно не ведущим к останову турбины, но совершенно необходимым для безопасной работы турбоустановки, относится защита от обратных потоков пара из присоединенных теплообменных аппаратов и станционных коллекторов технологического пара при сбросе электрической нагрузки.

Защита от недопустимого повышения частоты вращения

Останов турбины должен осуществляться при повышении частоты вращения до 110…112 % от номинального значения (n_0) или в соответствии с требованиями завода-изготовителя турбины. В табл. 4.3 представлены уставки защиты от разгона некоторых турбин УТЗ.

Таблица 4.3

Уставка защиты турбин УТЗ от недопустимого повышения частоты вращения

Тип турбины	Значение уставки, об/мин	% от n_0 (3000 об/мин)
Т-50-130, Т-110-130, Т-185-130, Т-250-240, Т-30-90	3330 … 3360	111 … 112
Р-102-130	3435 … 3465	114,5 … 115,5
Тп-115-130, ПТ-90-130/10	3360 … 3390	112 … 113

Турбины типа Р-102-130, Тп-115-130, ПТ-90-130/10 имеют более высокие уставки защиты, поскольку роторы их турбогенераторов существенно «легче» в динамическом отношении (имеют небольшую постоянную времени), что делает затруднительным (невозможным) удержание сброса нагрузки с «обычными» уставками.

В контур защиты турбины от разгона входят:

- датчик частоты вращения – механический автомат безопасности;
- усилители – блок золотников автомата безопасности;
- исполнительный механизм – односторонний пружинный сервомотор (автозатвор);
- парораспределительный орган – стопорный клапан.

Автомат безопасности представляет собой подвижный датчик частоты вращения, срабатывающий при достижении ротором турбины максимально допустимой частоты вращения. На рис. 4.4 представлен типичный механический автомат безопасности, применяемый в турбинах УТЗ. Автомат безопасности жестко крепится к переднему концу вала насосной группы. Он имеет два кольцевых бойка: передний *1* и задний *2*. При срабатывании бойки, преодолевая силы натяжения пружин *5*, смещаются в свою более тяжелую сторону вдоль неподвижных стержней *4*. Для уравновешивания центробежных сил, действующих на вал турбины, тяжелые части бойков расположены в противоположных сторонах. В теле бойка с более тяжелой стороны, симметрично относительно оси перемещения, выполнены два кармана *К*, которые могут заполняться маслом. Когда это происходит, вес бойка и (что важнее) его эксцентриситет увеличиваются, и он срабатывает при меньшей частоте вращения (расчетное значение – 2950 об/мин). Таким образом, подачей масла к бойкам реализуются операции расхаживания и опробования на работающей под нагрузкой турбине.

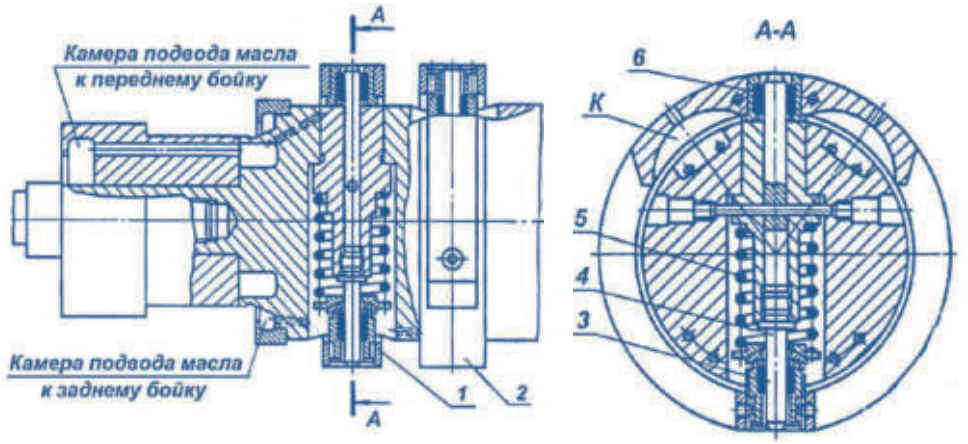


Рис. 4.4. Механический автомат безопасности: 1 – передний боек; 2 – задний боек; 3 – натяжная гайка; 4 – неподвижный стержень; 5 – пружина; 6 – втулка

Защита от повышения давления в камерах регулируемых отборов пара

Защита от недопустимого повышения давления пара в регулируемых отборах и подключенного к ним оборудования относится наряду с защитой от разгона к основным защитам теплофикационных турбин. Это выражается в том, что такая защита содержит два независимых контура. Основным (первым) контуром является система регулирования давления пара в камере отбора. В этом контуре управление расходом пара в отбор осуществляется посредством парораспределительных органов ЧНД турбины непрерывно и во всем рабочем диапазоне давлений. Недопущение чрезмерного повышения давления пара в отборе является одной из функций системы регулирования. Вторым контуром (собственно защиты) традиционно являются предохранительные клапаны, действующие за пределами рабочего диапазона и осуществляющие сброс избыточного пара из камеры регулируемого отбора в атмосферу.

Защита от недопустимого осевого сдвига ротора

Возрастание осевого усилия до уровня, превышающего несущую способность упорного подшипника, приводит к выплавлению баббитовой заливки на колодках подшипника, сопровождающемуся осевым сдвигом ротора. При достижении им заданной уставки реле осевого сдвига (РОС) немедленно отключает турбину, чтобы не допустить тяжелого повреждения ее проточной части.

Следует отметить, что осевое перемещение ротора в пределах разбега в упорном подшипнике при изменении направления осевого усилия является совершенно нормальным. Чтобы исключить ложное срабатывание РОС и необоснованное отключение турбины, при выборе уставки реле приходится допустить некоторое выплавление баббитовой заливки колодок упорного подшипника и тем самым его повреждение. Важно успеть отключить турбину раньше, чем выберется минимальный осевой зазор в проточной части, когда последствия аварии будут значительно более тяжелыми.

Защита от недопустимого снижения давления масла в системе смазки

При падении давления в системе смазки до первого предела подается предупредительный сигнал, автоматически включаются резервный маслонасос переменного тока и аварийный маслонасос постоянного тока. Если это не приводит к восстановлению давления, и оно продолжает падать, то при достижении второго предела защита отключает турбину. Масло в подшипники при выбеге ротора подается из аварийных бачков, размещенных на крышках подшипников. Во избежание ложных отключений турбины при кратковременных провалах давления, например, при переходе с рабочего на резервный насос смазки, сигнал на отключение турбины подается с выдержкой времени.

Защита от недопустимого ухудшения вакуума в конденсаторе

Тяжелым нарушением режима работы является глубокое падение вакуума в конденсаторе, сопровождающееся повышением температуры выходных патрубков ЦНД и в паровом пространстве конденсатора. При этом нарушается центровка, растет вибрация, возможно задевание в проточной части из-за относительного укорочения ротора, резко возрастают динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени, не исключено нарушение вальцовки трубок в трубных досках конденсатора.

При повышении абсолютного давления в конденсаторе до первого предела подается предупредительный сигнал, при достижении второго предела защита отключает турбину.

Защита от повышения давления в камерах регулируемых отборов пара

Защита от недопустимого повышения давления пара в регулируемых отборах и подключенного к ним оборудования относится наряду с защитой от разгона к основным защитам теплофикационных турбин. Это выражается в том, что такая защита содержит два независимых контура. Основным (первым) контуром является система регулирования давления пара в камере отбора. В этом контуре управление расходом пара в отбор осуществляется посредством парораспределительных органов ЧНД турбины непрерывно и во всем рабочем диапазоне давлений. Недопущение чрезмерного повышения давления пара в отборе является одной из функций системы регулирования. Вторым контуром (собственно защиты) традиционно являются предохранительные клапаны, действующие за пределами рабочего диапазона и осуществляющие сброс избыточного пара из камеры регулируемого отбора в атмосферу.

Защита от недопустимого осевого сдвига ротора

Возрастание осевого усилия до уровня, превышающего несущую способность упорного подшипника, приводит к выплавлению баббитовой заливки на колодках подшипника, сопровождающемуся осевым сдвигом ротора. При достижении им заданной уставки реле осевого сдвига (РОС) немедленно отключает турбину, чтобы не допустить тяжелого повреждения ее проточной части.

Следует отметить, что осевое перемещение ротора в пределах разбега в упорном подшипнике при изменении направления осевого усилия является совершенно нормальным. Чтобы исключить ложное срабатывание РОС и необоснованное отключение турбины, при выборе уставки реле приходится

допустить некоторое выплавление баббитовой заливки колодок упорного подшипника и тем самым его повреждение. Важно успеть отключить турбину раньше, чем выберется минимальный осевой зазор в проточной части, когда последствия аварии будут значительно более тяжелыми.

Защита от недопустимого снижения давления масла в системе смазки

При падении давления в системе смазки до первого предела подается предупредительный сигнал, автоматически включаются резервный маслонасос переменного тока и аварийный маслонасос постоянного тока. Если это не приводит к восстановлению давления, и оно продолжает падать, то при достижении второго предела защита отключает турбину. Масло в подшипники при выбеге ротора подается из аварийных бачков, размещенных на крышках подшипников. Во избежание ложных отключений турбины при кратковременных провалах давления, например, при переходе с рабочего на резервный насос смазки, сигнал на отключение турбины подается с выдержкой времени.

Защита от недопустимого ухудшения вакуума в конденсаторе

Тяжелым нарушением режима работы является глубокое падение вакуума в конденсаторе, сопровождающееся повышением температуры выходных патрубков ЦНД и в паровом пространстве конденсатора. При этом нарушается центровка, растет вибрация, возможно задевание в проточной части из-за относительного укорочения ротора, резко возрастают динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени, не исключено нарушение вальцовки трубок в трубных досках конденсатора.

При повышении абсолютного давления в конденсаторе до первого предела подается предупредительный сигнал, при достижении второго предела – защита отключает турбину.

4.4. Микропроцессорные электрогидравлические системы регулирования и защиты

Современные турбины оснащены электрогидравлическими системами регулирования и защиты (ЭГСРиЗ), отличающихся тем, что в них все регуляторы, включая регулятор частоты вращения и защиту от разгона, выполнены микропроцессорными.

Опыт эксплуатации подтвердил преимущества микропроцессорных электрогидравлических систем регулирования и защиты над традиционными гидродинамическими, что послужило основой для планового перехода на выпуск турбин с современными микропроцессорными ЭГСРиЗ.

Причины, лежащие в основе перехода заводов-изготовителей к микропроцессорным системам регулирования и защиты паровых турбин, можно условно разделить на внешние и внутренние.

К внешним причинам следует отнести:

- естественное развитие технической базы вычислительной и управляющей техники, массовое ее применение в других областях (машиностроение, информация, медицина, транспорт);

- закономерное повышение требований к качеству электрической и тепловой энергии, производимой паротурбинными установками, которое невозможно достичь традиционными средствами;

- повышение требований к надежности систем защиты турбоагрегатов в связи со значительным уровнем выработки расчетного ресурса оборудования и накоплением усталостных и других видов дефектов, способных повлечь к увеличению числа аварийных ситуаций;

- человеческий фактор, заключающийся в снижении привлекательности трудовой деятельности по обслуживанию (наладке, испытаниям, ремонту) механогидравлических систем регулирования, в котором значительную долю составляет ручной труд.

Внутренние причины:

- стремление завода-изготовителя предельно упростить систему регулирования и защиты, чтобы уменьшить трудозатраты на ее производство, испытание и наладку, как на стендах завода, так и на электростанции;

- невозможность реализации современной технологии работы турбины средствами механогидравлических систем автоматического регулирования и защиты;

Задачей системы регулирования и защиты является в конечном итоге перемещение парораспределительных органов турбины (регулирующих и стопорных клапанов, регулирующих диафрагм) в соответствии с заложенными алгоритмами. В традиционных системах указанные функции полностью выполняются средствами гидравлики и механики, причем гидравлика выполняет все функции преобразования сигналов и их усиления вплоть до значения, необходимого для перемещения парораспределительных органов (выходное звено каждого контура регулирования – главный сервомотор с управляющим золотником).

Современные электрогидравлические системы регулирования и защиты выполняют все функции формирования и усиления сигналов регулирования в электрической части системы регулирования и защиты (ЭЧСРиЗ). Функции перемещения парораспределительных органов исполняются в гидравлической части (ГЧСРиЗ), поскольку гидравлика на сегодняшний день не имеет альтернативы по комплексу свойств «мощность – быстродействие».

4.4.1. Основные схемные и конструктивные решения серийных ЭГСРиЗ

В серийной ЭГСРиЗ турбин реализованы следующие основные схемные и конструктивные решения:

- применена схема приводов с ЭГП, управляющими штатными отсечными золотниками главных сервомоторов; при этом отсечные золотники и их буксы минимально реконструировались с целью ликвидации нелинейных характеристик обратных связей золотников; нелинейные характеристики в ГСРиЗ были необходимы для повышения быстродействия в аварийных ситуациях, в ЭГСРиЗ оказались излишними и снижали надежность и предсказуемость работы регулирования;

- гидромеханические обратные связи главных сервомоторов (конусы) были

демонтированы, а для работы установлены электрические обратные связи (датчики положения сервомоторов), что практически на 30…40 % снизило расход рабочей жидкости (масла) на регулирование;

- в качестве датчиков положения применены электрические энкодеры, приводимые от штоков сервомоторов посредством линейной рычажной передачи; выбор энкодеров был продиктован их предельной конструктивной простотой, выходным цифровым сигналом, отсутствием внутренних преобразований, подверженных электрическим помехам и наводкам разного рода, а также широкой номенклатурой и практически унифицированными типоразмерами;

- рычажная схема привода датчика положения выбрана как абсолютно индифферентная к любым нерасчетным движениям штока сервомотора (качаниям в шаровой опоре поршня сервомотора, дискретным радиальным смещениям при износе зубчатого зацепления «сектор – шестерня» механического привода регулирующих клапанов); энкодеры надежно защищены в механическом корпусе от внешних воздействий, их соединение с приводом исключает недопустимые осевые и радиальные нагрузки на выходной вал;

- управление автозатворами и сервомоторами осуществляется без механизма управления турбиной (МУТ), присущие МУТ функции реализации последовательности взведения защиты открытия стопорных и регулирующих клапанов реализованы в алгоритмах электрической части системы регулирования и защиты; тем самым сокращено количество исполнительных механизмов ЭЧСРиЗ;

- управление частотой вращения и защита турбины от разгона выполнены полностью независимыми, для этого ЭЧСРиЗ содержит шесть датчиков и измерителей частоты вращения (три – на регулирование, три – в защиту);

- селекция сигналов датчиков частоты вращения, работающих в контуре регулирования, выполнена по принципу выбора «среднее значение из трех», что позволяет обеспечить практически безударное продолжение эксплуатации турбины при выявлении отказа одного из каналов измерения частоты вращения, при этом схема селекции автоматически переходит на принцип выбора «максимальное значение из двух»; при отказе второго канала ЭЧСРиЗ формирует сигнал останова турбины;

- ЭЧСРиЗ выполнена дублированной;

- собственные защиты турбины (от разгона и недопустимого повышения давления в камерах регулируемых отборов) выполнены в ЭЧСРиЗ трехканальными по логической схеме сигнализации «2 из 3», которая реализуется посредством трехканального блока золотников защиты; проверка (расхаживание) защит осуществляется поканально на работающей турбине ежедневно и автоматически с контролем срабатывания (посадки) золотника соответствующего канала; защиты ЭЧСРиЗ функционируют независимо от системы регулирования, реализованной в программируемом технологическом контроллере (ПТК);

- в ЭЧСРиЗ реализован дополнительный канал управления сервомоторами системы регулирования от системы защиты, независимый от системы регулирования;

- все электрогидравлические преобразователи (ЭГП) системы регулирования и защиты конструктивно объединены в блоке управления и защиты (БУЗ),

поставляемом на монтаж в собранном состоянии; это позволяет минимизировать монтажные и наладочные работы, а также максимально унифицировать номенклатуру узлов ЭГСРиЗ для различных турбин, выпускаемых заводом;

- применение выносного БУЗ и, как следствие, унификация конструктивных решений при модернизации систем регулирования турбин, находящихся в эксплуатации (во многих случаях – в течение 20...30 лет); в результате реконструкции турбины получают такую же ЭГСРиЗ, как и на вновь выпускаемых турбинах;

- для обеспечения надежной работы ЭЧСРиЗ в ее состав включен блок бесперебойного питания, запитываемый от двух источников электропитания: 220/380 В переменного тока и 220 В постоянного тока – и обеспечивающий в случае пропадания одного из источников практически безударное переключение на другой источник, при этом не нарушается непрерывная работа турбоагрегата;

- вся импульсная часть ЭЧСРиЗ собрана в шкафу управления (ШУ), устанавливаемом на площадке обслуживания турбины вместе со шкафом бесперебойного питания (ШБП); на лицевой панели ШУ расположен сенсорный терминал, служащий дистанционным пультом управления и используемый при необходимости ведения работ по наладке и управлению турбоагрегатом по месту;

- в комплект ЭЧСРиЗ входит также инженерная станция (ИС), служащая для наладки и отработки алгоритмов ЭЧСРиЗ, а также реализующая функции архивирования ЭЧСРиЗ, и станция оператора (одна или несколько), формирующая непосредственное место работы машиниста турбины.

На рис. 4.5 представлена обобщенная блок-схема серийной ЭГСРиЗ УТЗ для турбин типа «Т» (Т-110/120-130, Т-120/130-12,8, Т-50/60-8,8 и др.).

4.4.2. Функции ЭГСРиЗ

ЭЧСРиЗ реализует следующие основные функции:

- регулятора частоты вращения ротора (ПИ- – при работе на холостом ходу, П- – при работе в сети под нагрузкой с общей степенью неравномерности 4,5 ± 0,5 % и степенью нечувствительности 0,02...0,06 %);

- пропорционально-интегрального (ПИ-) регулятора положения сервомотора регулирующих клапанов, или давления пара перед турбиной («до себя»), или активной электрической мощности с частотной коррекцией (при работе в сети);

- регулятора отопительного отбора пара (ПИ- – при работе на отдельные индивидуальные сетевые подогреватели, П- или изодромный – при работе на коллектор в параллель с другими турбинами);

- регулятора температуры подпиточной воды во встроенном пучке конденсаторов;

- предохранительных регуляторов для обеспечения безопасной эксплуатации турбины и защиты от неправильных действий оперативного персонала (минимального давления свежего пара, максимального давления в регулирующей ступени, максимального давления в камере отопительного отбора, недопустимого давления в конденсаторе и т. д.);

- системы защиты от разгона – трехканального электрического автомата безопасности (ЭАБ);

- трехканальной системы защиты турбины от недопустимого повышения давления в камерах регулируемых отборов турбины и подключенных к ним подогревателях;
- приема и отработки сигналов технологических защит турбоустановки и электрических защит генератора, формируемых в единый сигнал на останов турбины в АСУ ТП турбогенератора;
- контроля основных параметров ЭГСРиЗ и изменения параметров настройки;
- контроля датчиков, линий связи с объектом и цепей питания;
- проведения необходимых испытаний (разгон, повышение давления в отопительном отборе и др.) и определения характеристик;
- оповещения, регистрации и архивирования сообщений об изменении режимов и отклонениях в работе турбины (в том числе аварийных);
- связи с системами верхнего уровня (АСУ ТП).

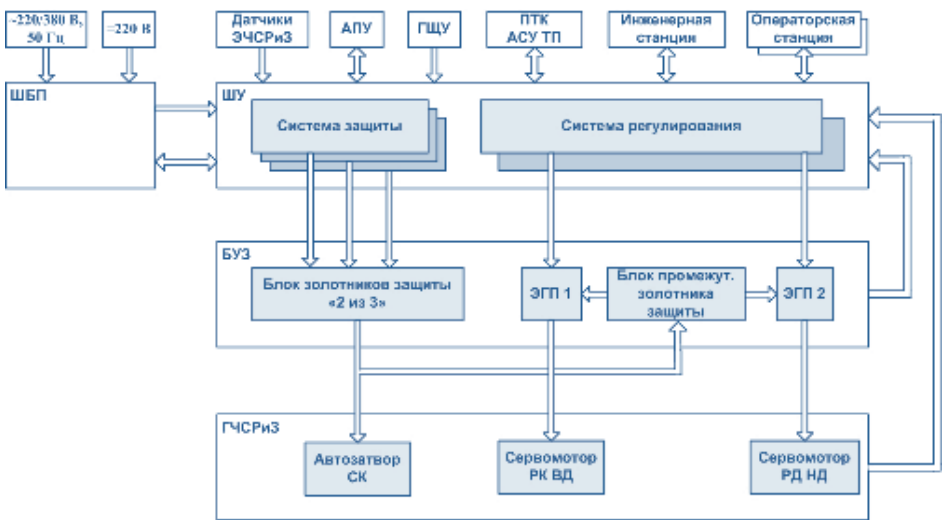


Рис. 4.5. Обобщенная блок-схема серийной ЭГСРиЗ УТЗ для турбин типа «Т»: АПУ – аварийный пульт управления; ГЩУ – главный щит управления

Динамическое повышение частоты вращения ротора при сбросе электрической нагрузки составляет 7…7,5 % от номинальной частоты вращения, что на ~2 % меньше, чем в традиционной механогидравлической САР.

Доступ к ответственным операциям (испытания, изменение параметров ЭЧСРиЗ и др.) ограничивается введением системы паролей.

4.4.3. Элементы ЭГСРиЗ турбин УТЗ

Датчики частоты вращения ротора (рис. 4.6) устанавливаются на кронштейне в блоке переднего подшипника напротив зубчатого колеса с 60-ю прямоугольными зубьями.



Рис. 4.6. Установка датчиков частоты вращения фирмы Braun

Применяются датчики фирмы Braun, использующие эффект Холла, благодаря чему их рабочая частота составляет более 25 кГц, а рабочая дистанция достигает 4 мм.

На рис. 4.7 представлен блок золотника управления (БЗУ), представляющий собой основной элемент преобразования электрического управляющего сигнала, сформированного в ЭЧСРиЗ в гидравлический сигнал управления отсечного золотника того или иного главного сервомотора, то есть представляющий собой ЭГП.

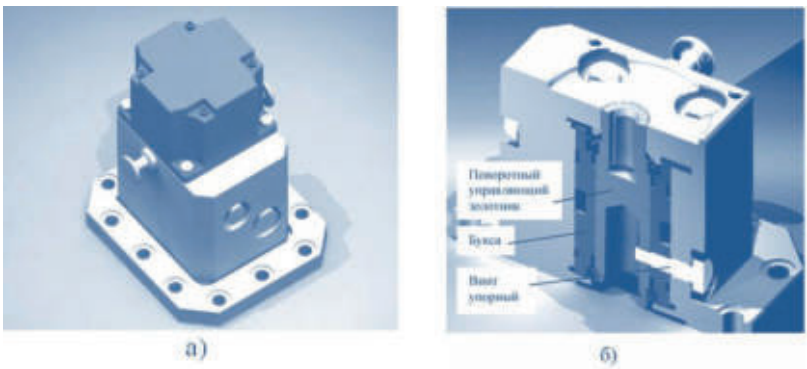


Рис. 4.7. Блок золотника управления: а – внешний вид в сборе с двигателем; б – в сечении со снятым электродвигателем

Для максимального упрощения и надежности БЗУ выполнен с поворотным золотником, управляющим расходом масла из импульсной линии отсечного золотника главного сервомотора. Золотник выполнен разгруженным в радиальных подшипниках вращения, что позволило максимально снизить вредные реактивные усилия и трение. На крышке корпуса БЗУ установлен специальный электродвигатель постоянного тока, соединенный через шпонку с поворотным золотником. Электрический сервомотор управляется регуляторами электрической части системы регулирования.

В настоящее время завод перешел на конструкцию БЗУ с линейным приводом с серводвигателем типа Exlar (рис. 4.8). Основной причиной такого перехода явилось необходимость избавиться от крутящего момента на золотнике управления, возникающего вследствие вытекания масла через регулирующие окна, что при потере питания ЭЧСРиЗ могло приводить к неконтролируемому открытию регулирующих органов турбины. Применение линейного севропривода полностью снимает указанную проблему.



Рис. 4.8. Твердотельная модель блока золотника управления с линейными серводвигателями типа Exlar

Положение главных сервомоторов (регулирующих клапанов или поворотной регулирующей диафрагмы) формируется блоком датчика положения сервомотора (БДПС), представленного на рис. 4.9.

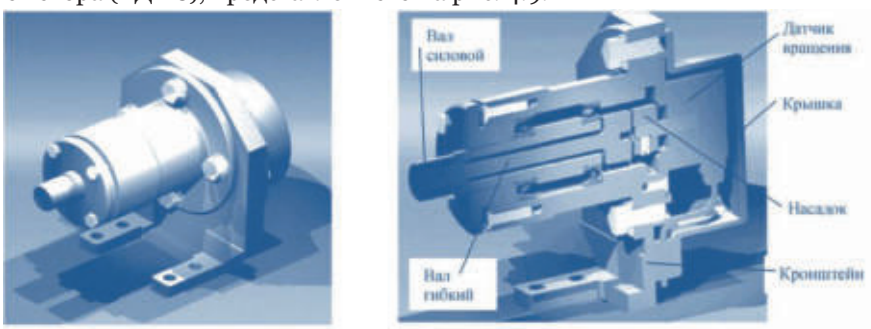


Рис. 4.9. Блок датчика положения сервомотора: а – внешний вид; б – в сечении

Основным элементом БДПС является электрический датчик вращения, формирующий цифровой сигнал о положении своего вала. Он установлен в кронштейне и закрыт крышкой. С противоположной стороны кронштейна установлен силовой вал. На цилиндрический конец силового вала одевается рычаг, соединяемый со штоком сервомотора посредством тяги (серьги). Внутри силового вала установлен вал гибкий, а на валу датчика вращения – насадок, образующие в сочленении пару «шип – паз». Это позволяет передавать вращающий момент от

силового вала на датчик вращения, не опасаясь нагрузок на датчик из-за возможной несоосности элементов. Рабочий угол поворота БДПС составляет ~ 90˚. Параметры зацепления рычага БДПС с серьгой (на рис. 4.7 не показаны) обеспечивает максимальную нелинейность выходного сигнала, не превышающую 0,5 % от полного диапазона. Пример установки БДПС на сервомоторе ЧНД приведен на рис. 4.10.

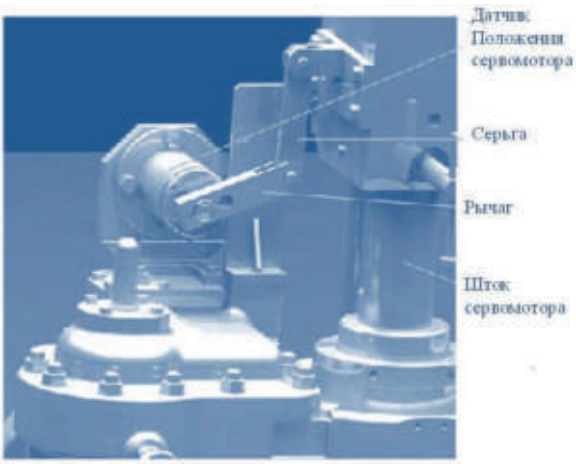


Рис. 4.10. Пример установки БДПС на сервомоторе ЧНД

На рис. 4.11 представлен трехканальный блок золотников защиты (БЗЗ), являющийся основным элементом формирования сигнала на останов турбины в аварийной ситуации.

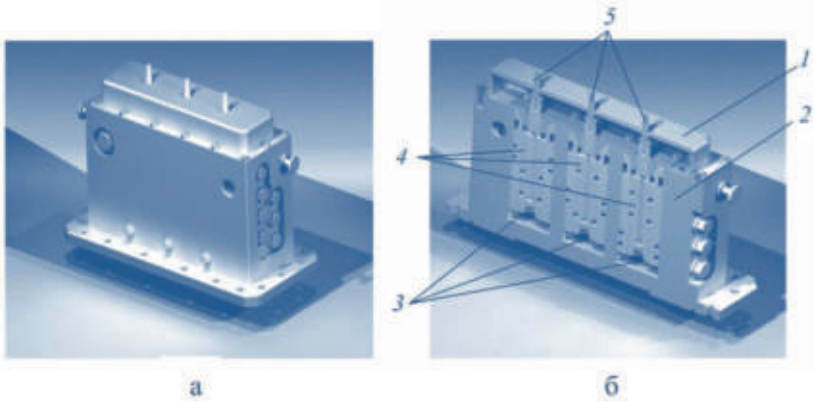


Рис. 4.11. Блок золотников защиты: а – внешний вид; б – в сечении: 1 – крышка; 2 – корпус; 3 – импульсные камеры золотников; 4 – золотники; 5 – бесконтактные дискретные датчики положения

В корпусе *2* расположены три золотника защиты *4*. Каждый из золотников защиты управляется давлением масла в импульсной камере *3* (формируемой соленоидными клапанами, см. рис. 4.11).

Выходом БЗЗ является давление масла в «линии защиты» в соответствие с логикой «2 из 3». Это означает, что все сигналы на останов турбины поступают параллельно в каждый канал защиты, вызывая посадку золотников *4*. Конструкция БЗЗ выполнена таким образом, что при посадке любой пары золотников давление

масла в линии защиты падает, вызывая закрытие автозатворов стопорных клапанов. В то же время, посадка любого одного золотника не приводит к останову, что позволяет осуществить расхаживание каждого канала защиты на полный ход под нагрузкой. Контроль работы БЗЗ обеспечивается бесконтактными дискретными датчиками положения *5*, установленными в крышке *1*.

На рис. 4.12 представлен блок промежуточного золотника защиты (БПЗЗ), предназначенный для закрытия всех сервомоторов системы регулирования от системы защиты (от БЗЗ). Таким образом, БПЗЗ формирует дополнительный гидравлический канал закрытия сервомоторов, параллельный электрическим каналам ЭЧСРиЗ.

Для повышения надежности работы БПЗЗ и обеспечения постоянного контроля его работоспособности, золотник *3* выполнен вращающимся, что контролируется в работе бесконтактным дискретным датчиком положения, аналогичным применяемому в БЗЗ. В нормальном режиме работы золотник *3* вращается на верхнем гидроупоре, «подпертый» снизу давлением масла в линии защиты *6*. При этом окна в импульсных линиях сервомоторов закрыты. При срабатывании БЗЗ и исчезновении давления в линии защиты золотник *3* опускается на нижний упор, открывая сливные окна в импульсных линиях сервомоторов *5*, в результате чего сервомоторы зарываются.

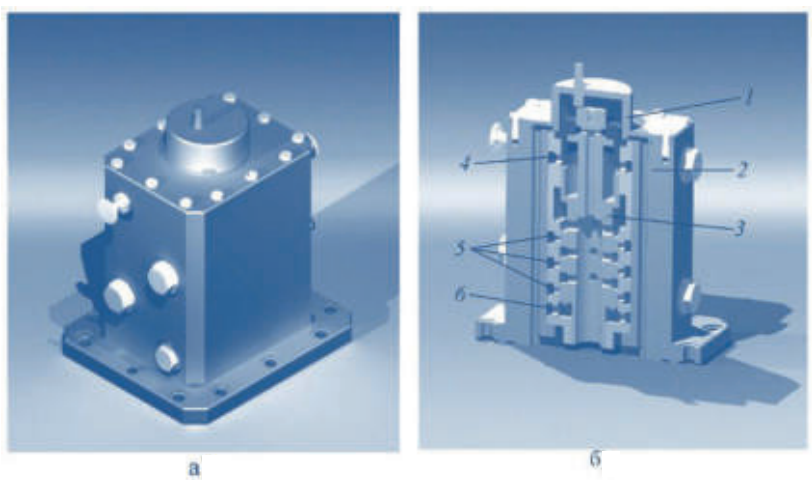


Рис. 4.12. Блок промежуточного золотника защиты: а – внешний вид; б – в сечении. 1 – крышка; 2 – корпус; 3 – вращающийся золотник; 4 – подвод масла от силового насоса; 5 – подвод масла из линий управления сервомоторами; 6 – подвод масла из линии защиты

На рис. 4.13 представлен блок соленоидных клапанов, представляющий собой электрогидравлический преобразователь системы защиты турбины (в частности – защиты от разгона). Сформированный в шкафу управления или во внешней системе сигнал на останов турбины подается на соленоидные клапаны, что приводит к их открытию. В результате падает давление в импульсных линиях золотников БЗЗ, что приводит к их срабатыванию (посадке).

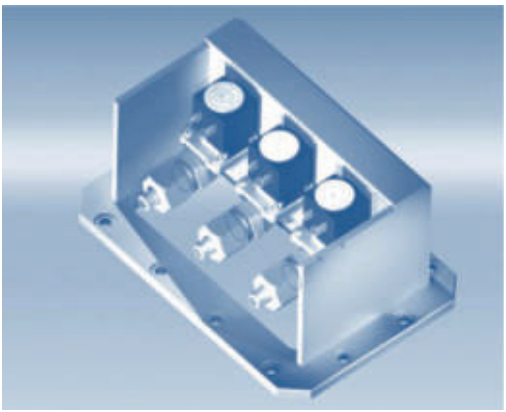


Рис. 4.13. Блок соленоидых клапанов

Все узлы и элементы электрогидравлической системы регулирования (за исключением БДПС, расположенных на сервомоторах) размещены в блоке управления и защиты, представленном на рис. 4.14. Блок в собранном и испытанном состоянии поставляется на электростанцию и устанавливается рядом с турбиной. Для его подключения в общую маслосистему требуется только присоединить масляные линии от силового насоса, сервомоторов, автозатворов и сливную в масляный бак.

Управление блоками золотников управления и блоком соленоидных клапанов осуществляется от шкафа управления и рабочей станции ЭГСРиЗ.

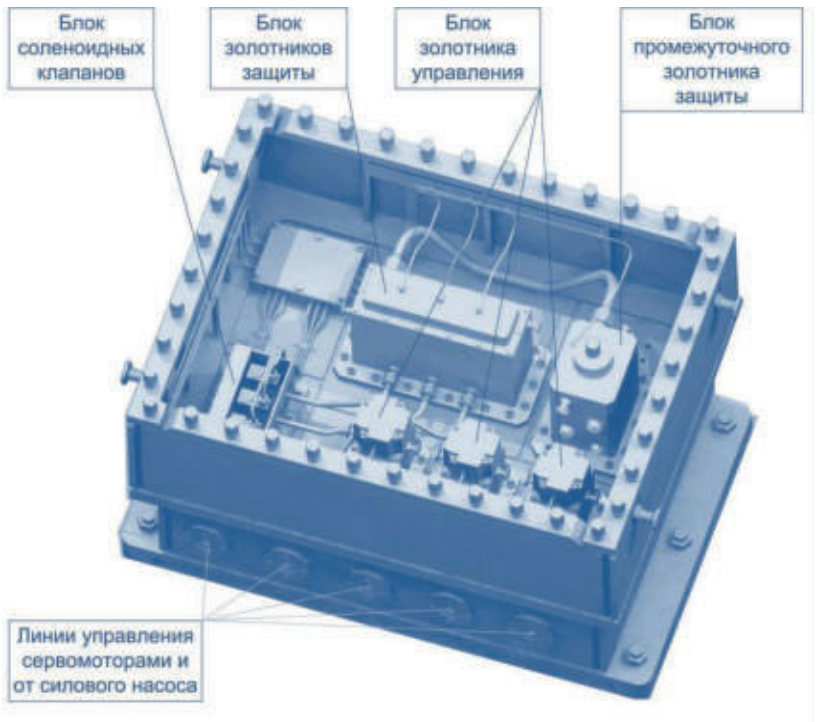


Рис. 4.14. Блок управления и защиты (со снятой крышкой)

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 4

1. Какие рабочие жидкости применяются в системах регулирования и защиты паровых турбин?
2. Объясните назначение системы регулирования и защиты, какие характеристики паровой турбины поддерживает система регулирования?
3. Перечислите основные элементы электрогидравлической системы регулирования.
4. Для чего используется автомат безопасности и его принцип действия?
5. Назовите основные виды защит паровой турбины.
6. В чем заключаются преимущества микропроцессорных электрогидравлических систем регулирования и защиты над традиционными гидродинамическими?
7. Перечислите основные функции современной электрогидравлической системы регулирования и защиты.
8. Перечислите основные элементы конструкции современной электрогидравлической системы регулирования и защиты.

ГЛАВА 5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

5.1. Общие сведения

При проектировании кожухотрубных теплообменных аппаратов возникает проблема размещения теплоносителей по различным сторонам поверхности теплообмена – внутри трубок или в межтрубном пространстве. Обоснованное решение этой проблемы требует учета факторов тепловой эффективности, надежности, экономичности работы аппарата, а также минимизации его массогабаритных и стоимостных характеристик. Выбор конкретной схемы течения теплоносителей определяется взаимным влиянием следующих факторов: стоимости материалов и изготовления аппарата (капитальных затрат), эксплуатационных расходов (особенно расходов на прокачку теплоносителей), возможности очистки аппарата, склонности материалов к коррозии, разности рабочих давлений сред, опасности утечки теплоносителя, рабочего диапазона температур, возможности возникновения термических напряжений вследствие различного удлинения элементов конструкции аппарата, вибрации трубок и появления усталостных напряжений и т. д. [23, 24, 25, 26].

Особенность пароводяных кожухотрубных теплообменных аппаратов состоит в том, что проходное сечение межтрубного пространства во много раз больше проходного сечения трубок, что предполагает размещение газообразного теплоносителя с меньшим давлением и, следовательно, с большим удельным объемом в межтрубном пространстве аппарата. Соответственно охлаждающая или нагреваемая вода направляется в трубки поверхности теплообмена. Такое размещение теплоносителей не только позволяет поддерживать высокую тепловую эффективность аппаратов с конденсацией пара и упрощает поддержание герметичности аппарата, но и расширяет возможности применения более простых типов конструкций и более дешевых конструкционных материалов, так как допускает меньшие толщины стенок корпуса аппарата.

В конденсаторах паровых турбин принятая схема течения теплоносителей – насыщенный пар в межтрубном пространстве, циркуляционная вода внутри трубок – обеспечивает гравитационную сепарацию пара и образующегося конденсата, позволяет организовать развитый фронт натекания пара на трубный пучок, уменьшить среднюю толщину пленки конденсата на поверхности трубок и повысить тем самым интенсивность теплообмена, упрощает отвод неконденсирующихся газов из парового пространства, а также облегчает очистку внутренней поверхности трубок от загрязнений, вносимых охлаждающей водой [23, 25, 26].

В теплообменниках типа «жидкость-жидкость» целесообразно направлять более вязкую жидкость, для которой значение числа Рейнольдса ниже, в межтрубное пространство, а менее вязкую жидкость с более высокими числами Рейнольдса – по трубкам. Так можно обеспечить более высокий коэффициент теплоотдачи вследствие турбулизации потока, обусловленной поперечным обтеканием пучков трубок, и сблизить уровни теплоотдачи теплоносителей с внутренней и наружной сторон поверхности теплообмена [23, 24, 25, 26].

Во всех случаях для повышения уровня теплоотдачи выгодно увеличивать длину пути и скорость движения теплоносителей, для чего в межтрубном пространстве устанавливаются перегородки, а внутритрубный теплоноситель направляется в несколько последовательных ходов, если это позволяет величина допустимых потерь давления.

Одной из основных характеристик конструкции теплообменного аппарата является тип относительного движения потоков теплоносителей и схема их взаимного движения. Известные схемы (прямоток, противоток, перекрестный ток) отличаются между собой степенью использования температурного потенциала теплоносителей, т. е. разницы их температур. С этой точки зрения наиболее выгоден чистый противоток, поэтому в теплообменных аппаратах любой конструкции, работающих без изменения агрегатного состояния теплоносителей, для получения наименьшей поверхности теплообмена при прочих равных условиях необходимо применять принцип противоточного движения теплоносителей. Если выдержать принцип чистого противотока невозможно по конструктивным или компоновочным соображениям, следует организовать перекрестный ток теплоносителей с соблюдением общего противоточного течения. При изменении агрегатного состояния хотя бы одного из теплоносителей любые схемы движения принципиально равноценны [23, 25, 26].

Конструкция теплообменного аппарата должна обеспечивать проектный уровень тепловой эффективности и при этом быть технологичной, надежной в течение предусмотренного проектом срока службы, безопасной при изготовлении, монтаже и эксплуатации, а также предусматривать возможность осмотра, очистки и ремонта.

Эффективность, надежность и длительная работоспособность теплообменных аппаратов турбин в значительной степени определяются правильным выбором конструкционных материалов, к которым предъявляются следующие основные требования:

- стабильность прочностных и пластических свойств в условиях контакта с рабочими средами при высоких температурах и давлениях, при наличии значительных тепловых потоков и резких теплосмен;
- высокий уровень механических свойств в рабочих условиях;
- высокая стойкость по отношению ко всем видам коррозии и эрозии;
- высокая теплопроводность и небольшой температурный коэффициент линейного расширения;
- хорошая свариваемость с обеспечением свойств сварных соединений на уровне, соответствующем свойствам основного металла;
- приемлемые характеристики механической обработки.

Трубки поверхности теплообмена являются одним из наиболее ответственных элементов теплообменных аппаратов. В настоящее время большинство теплообменных аппаратов различного назначения оснащаются цельнотянутыми бесшовными трубками с наружным диаметром от 12 до 30 мм, изготовленными как из цветных металлов (латуни и других медно-никелевых сплавов), так и из нержавеющей стали. Толщина стенки трубок в большинстве случаев составляет от 1,0 до 1,5 мм, иногда применяются трубки с толщиной стенки 0,75 мм, а в периферийных рядах трубных пучков со стороны входа пара иногда

устанавливаются трубки с толщиной стенки 1,5…2,0 мм, обладающие большим запасом прочности и износостойкости.

Важным требованием, предъявляемым к трубкам поверхности теплообмена, является их стойкость против коррозии. Коррозия трубок является фактором, снижающим как эффективность теплообмена, так и надежность аппарата в целом. Трубки могут корродировать с двух сторон, например, с водяной – под воздействием охлаждающей воды и с паровой – под воздействием пара и конденсата. Возникающие в результате коррозии свищи и трещины приводят к попаданию охлаждающей (нагреваемой) воды в конденсат, что совершенно недопустимо, прежде всего, для конденсаторов и подогревателей сетевой воды.

В теплообменных аппаратах в основном применяются трубки из латуни ЛО70-1 (ГОСТ 15527–2004) и сплава марки МНЖ5-1 (ГОСТ 492–2006). В аппаратах, эксплуатируемых в схемах блоков мощностью 250…300 МВт на сверхкритические параметры пара, чтобы исключить попадание меди в основной конденсат, трубная система изготавливается из нержавеющих сталей аустенитного или мартенситно-ферритного классов (08Х18Н10Т, 08Х14МФ и др.).

Трубные доски испытывают действие нагрузки от разности давлений теплоносителей в водяных камерах и межтрубном пространстве. Упругим основанием для трубной доски являются фланцы корпуса и трубки поверхности теплообмена аппарата. В теплообменных аппаратах УТЗ применяются вварные трубные доски. Трубная доска часто имеет служащие для ее разгрузки анкерные связи, опирающиеся на крышки водяных камер. Толщина трубной доски определяется из условия прочности на изгиб с учетом ослабления расчетного поперечного сечения пластины отверстиями под трубки.

Одним из основных факторов, определяющих надежную работу теплообменных аппаратов, является обеспечение плотности и прочности соединения трубок с трубными досками. Крепление трубок в трубных досках должно быть герметичным и долговечным во всем диапазоне режимов работы аппаратов. Крепление должно обеспечивать плавный вход охлаждающей воды в трубки во избежание кавитационной эрозии концов трубок и повышенного гидравлического сопротивления, хороший контакт с трубными досками для уменьшения коррозии трубок, а также легкую замену трубок без повреждения трубных досок во время ремонта.

В большинстве теплообменных аппаратов, выпускаемых отечественными заводами, применяется один тип крепления трубок в трубных досках – вальцевание. Такое крепление представляет собой прочное и герметичное соединение, образованное путем раздачи конца трубок вальцовками до прочнонапряженного контакта между стенкой трубки и стенкой отверстия в трубной доске.

Более высокую, чем обычное вальцевание, степень надежности имеет метод, основанный на применении кольцевых уплотнительных элементов (кольцевых рельефов), сформированных из металла трубной доски (рис. 5.1) [23, 25, 26, 27].

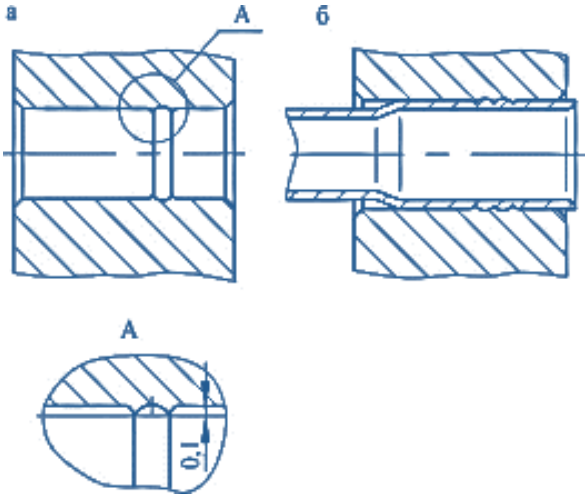


Рис. 5.1. Способ крепления трубок в трубных досках: а – отверстие с кольцевыми рельефами в трубной доске; б – развальцовка трубки в отверстии с кольцевыми рельефами

При радиальном деформировании трубки, вставленной в отверстие трубной доски, кольцевой рельеф упруго-пластически внедряется в материал трубки, что приводит к локальному повышению контактного давления и, как следствие, к повышению герметичности и прочности соединения. Этот способ достаточно прост и легко вписывается в существующую технологическую цепочку как при изготовлении новых аппаратов на заводах, так и при их ремонтах с заменой трубок на электростанциях. Формирование кольцевых рельефов производится методом ротационного выкатывания с применением разработанных в Научно-исследовательской технологической лаборатории Санкт-Петербургского государственного морского технического университета (НИТЛ СПбГМТУ) шариковых раскатников.

Степень развальцовки является основным критерием оценки качества вальцованных соединений. Она выражается геометрическим соотношением размеров элементов соединения:

$$\rho = \frac{(d_{в}^{'} - d_{в}) - (d_{отв} - d_{н})}{d_{отв}} \times 100\%, \qquad (5.1)$$

где $d_{в}$ и $d_{в}^{'}$ – внутренний диаметр трубки до и после вальцевания соответственно; $d_{отв}$ – диаметр отверстия в трубной доске; $d_{н}$ – наружный диаметр трубки до вальцевания.

На практике, однако, часто пользуются другим методом. Для получения надежного соединения трубки с трубной доской необходимо выполнить следующее условие:

$$d_{в}^{'} = d_{в} + \Delta + K \cdot S, \qquad (5.2)$$

где Δ – диаметральный зазор между трубкой и трубной доской ($\Delta = d_{отв} - d_{н}$); K – коэффициент, учитывающий тип теплообменного аппарата, $K = 0{,}1$ – для

конденсаторов, маслоохладителей, подогревателей; S – толщина стенки трубки, $S = (d_н - d_в)/2$.

Для основных сочетаний материалов трубок и трубных досок, применяемых в аппаратах ПТУ, имеются рекомендации по допустимой степени развальцовки. Так, например, для трубок из латуни и трубных досок из углеродистой стали допускается степень развальцовки в диапазоне 0,6...2,7 %, но наиболее оптимальной признается степень развальцовки в диапазоне 1,0...1,5 %.

Промежуточные перегородки препятствуют провисанию и повышенной вибрации трубок, ужесточают корпус аппарата, а в вертикальных аппаратах с конденсацией пара обеспечивают необходимый способ наружного обтекания теплоносителем трубного пучка, повышают скорость движения межтрубного теплоносителя, способствуют отводу конденсата и уменьшению средней толщины конденсатной пленки на трубках, что, в свою очередь, позволяет повысить интенсивность теплообмена.

В теплообменных аппаратах ПТУ применяются сплошные и сегментные промежуточные перегородки, а также перегородки типа «диск – кольцо». Выбор системы расстановки промежуточных перегородок, т. е. определение расстояния между соседними перегородками и их взаимного положения по отношению к частям трубного пучка, а также толщин перегородок производится с учетом вибрационных характеристик трубного пучка, а в аппаратах с сегментными перегородками и перегородками типа «диск – кольцо» – также из условия получения примерно одинаковой скорости теплоносителя по тракту его движения в трубном пучке и в зазорах между трубным пучком и корпусом.

Корпуса теплообменников могут испытывать воздействие термических напряжений, возникающих вследствие различного температурного удлинения трубного пучка и корпуса. Для уменьшения этих напряжений на корпусе могут устанавливаться линзовые компенсаторы.

Толщина стенок корпуса рассчитывается исходя из величины допускаемых напряжений, а также из условия устойчивости формы при расчетном давлении в аппарате. Для придания жесткости корпуса аппаратов больших размеров (конденсаторов, сетевых подогревателей) усиливаются приварными ребрами.

Патрубки. Поддержание высокого уровня коэффициента теплопередачи в аппарате с конденсацией одного из теплоносителей требует удаления из межтрубного пространства неконденсирующихся газов, для чего корпуса аппаратов оборудуются специальными патрубками отвода паровоздушной смеси. Там, где требуются равномерное распределение теплоносителя по длине или периметру корпуса, а также защита трубок от динамического воздействия потока, патрубки подвода и отвода теплоносителей снабжаются обычно специальными конструктивными элементами – концентрическими рассекателями, пароотбойными щитами, паровыми рубашками и т. д.

Опоры. Корпуса теплообменных аппаратов устанавливаются на различных опорах в зависимости от пространственной ориентации аппарата, его веса и габаритов, а также от его места в компоновке турбоустановки.

Горизонтальные аппараты УТЗ имеют приварные поперечные седловые опоры. Вертикальные аппараты чаще всего снабжены боковыми лапами, которые

опираются на специальные конструкции, так что аппарат находится в подвешенном состоянии. Конденсаторы могут иметь на днище приварные поперечные седловые или продольные коробчатые опоры, которые опираются на специальные пружинные опоры, воспринимающие вес аппарата и передающие его на фундамент.

Компоновка трубного пучка должна учитывать специфику работы теплообменного аппарата. Так, в конденсаторах ПТУ применена наиболее эффективная ленточная компоновка, а в подогревателях сетевой воды – островная компоновка. Тепловая эффективность любого теплообменного аппарата достаточно полно характеризуется следующими параметрами:

- средним по поверхности коэффициентом теплопередачи;
- нагревом вторичного теплоносителя;
- недогревом вторичного теплоносителя до температуры насыщения первичного теплоносителя.

Средний коэффициент теплопередачи в аппарате определяется интенсивностью процессов передачи теплоты от первичного теплоносителя (пара) к поверхности теплообмена и от нее – к вторичному теплоносителю (воде) и зависит от уровней коэффициентов теплоотдачи со стороны отдельных теплоносителей, т. е. определяется количеством теплоты, переданной (или полученной) за единицу времени от каждого теплоносителя единицей поверхности теплообмена (или от поверхности теплообмена к теплоносителю) при средней разности температур между теплоносителем и стенкой поверхности в 1 градус.

Коэффициент теплопередачи в поверхностном аппарате ввиду малой толщины стенки трубок с достаточной для практических целей точностью можно вычислить по формуле для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_н - d_{вн}}{2\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (5.3)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны внутритрубного и межтрубного теплоносителей, Вт/(м²·К); δ – толщина стенки поверхности теплообмена, м; $d_н$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры трубок поверхности теплообмена, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубок, Вт/(м·К).

Уровень коэффициента теплопередачи зависит не только от величины коэффициентов теплоотдачи теплоносителей, но и от их соотношения между собой. Наименьший из коэффициентов теплоотдачи является лимитирующим для величины коэффициента теплопередачи, которая будет меньше меньшего значения входящих в нее коэффициентов теплоотдачи.

Величина нагрева воды в аппарате $\Delta t_в = t_{2в} - t_{1в}$ также характеризует его тепловую эффективность. Нагрев воды в конденсирующем аппарате определяется из уравнения теплового баланса

$$\Delta t_в = \frac{G_п \cdot r}{G_в c_{pв}}, \qquad (5.4)$$

где $G_{\text{п}}$ – расход греющего пара, кг/с; $G_{\text{в}}$ – расход воды, кг/с; r – скрытая теплота фазового перехода, кДж/кг; $c_{p\text{в}}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Оценка тепловой эффективности поверхностных конденсирующих аппаратов ПТУ производится также по величине недогрева воды до температуры насыщения пара при соответствующем его давлении $\delta t = t_{\text{н}} - t_{2\text{в}}$ [23, 25, 26].

Недогрев воды до температуры насыщения (δt) имеет место в поверхностных теплообменных аппаратах вследствие наличия термического сопротивления переносу теплоты через стенки трубок поверхности теплообмена между конденсирующимся паром и нагреваемой водой. На величину недогрева влияют также загрязнение трубок поверхности теплообмена и наличие в паре неконденсирующихся газов, увеличивающих термическое сопротивление переносу теплоты через стенку трубок поверхности теплообмена. Недогрев в поверхностном аппарате определяется по выражению

$$\delta t = \frac{t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}}{\exp\left(\dfrac{KF}{G_{\text{в}} c_{p\text{в}} \cdot 10^3}\right) - 1}, \tag{5.5}$$

где $t_{1\text{в}}$, $t_{2\text{в}}$ – температура воды на входе и выходе аппарата соответственно, °C; K – коэффициент теплопередачи в аппарате, Вт/(м²·К); F – поверхность теплообмена, м².

Величина недогрева характеризует эффективность использования теплоты, поступающей с греющим паром, т. е. термодинамическое совершенство аппарата. Недогрев зависит от величины коэффициента теплопередачи в аппарате, и любая интенсификация теплообмена, приводящая к увеличению коэффициента теплопередачи, влечет за собой снижение недогрева. Недогрев уменьшается с увеличением удельной поверхности, приходящейся на единицу расхода нагреваемой воды, но при этом возрастает его стоимость. Оптимальный недогрев в аппарате определяется технико-экономическими расчетами, так как снижение недогрева приводит к повышению тепловой экономичности ПТУ и к экономии топлива на электростанции, но, как правило, сопровождается ростом затрат металла и стоимости.

Основным показателем эффективности работы конденсаторов является, кроме вышеуказанных параметров, величина давления пара $p_{\text{к}}$ в его горловине.

В эксплуатационной практике и технической литературе широко применяется термин вакуум (V), т. е. разность между барометрическим давлением (B) и давлением пара в конденсаторе: $V = B - p_{\text{к}}$. Вакуум обычно выражается в процентах от барометрического давления:

$$V = \frac{B - p_{\text{к}}}{B} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{p_{\text{к}}}{B}\right) \cdot 100\%. \tag{5.6}$$

Все упомянутые принципы проектирования в полной мере используются и находят свое применение в конструкциях теплообменных аппаратов, выпускаемых УТЗ, а также используемых в составе тепловых схем турбин завода. Теплообменное оборудование, входящее в состав паротурбинных установок УТЗ, приводится в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Типовое теплообменное оборудование паротурбинных установок

Оборудование	Т-50/60-130-6, Т-60/65-130		Т-110/120-130	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-3100-1	УТЗ	КГ2-6200-2	УТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭПО-3-200 (2 шт.)	То же	ЭПО-3-200 (2 шт.)	То же
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер промежуточных камер	ЭПУ-0,9-900 ПН-90-16-4-III	То же СЗЭМ	ЭПУ-0,9-1900 ПН-100-16-4-IIIсв	То же СЗЭМ
Подогреватели низкого давления: ПНД1 ПНД2 ПНД3 ПНД4 ПНД5	ПН-130-16-9-III ПН-130-16-10-II ПН-130-16-10-II ПН-130-16-10-II –	То же То же То же То же –	ПН-250-16-7-IIIсв ПН-250-16-7-IVсв ПН-250-16-7-IVсв ПН-250-16-7-IVсв –	СЗЭМ То же То же То же То же
Деаэратор	ДП-225-7	БКЗ	ДП-225-7	БКЗ
Подогреватели высокого давления	ПВ-350-230-21-I ПВ-350-230-36-I ПВ-350-230-50-I	ТКЗ То же То же	ПВ-425-230-13-I ПВ-425-230-23-I ПВ-425-230-35-I	ТКЗ То же То же
Подогреватели сетевой воды: нижний отопительный отбор верхний отопительный отбор	ПСГ-1300-3-8-II ПСГ-1300-3-8-I	УТЗ УТЗ	ПСГ-2300-2-8-I ПСГ-2300-3-8-II	УТЗ То же
Маслоохладители	Встроены в маслобак	То же	Встроены в маслобак	То же

Оборудование	Тп-100/110-90		Т-185/220-130		Т-250/300-240-2	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-3100-VII	УТЗ	КГ2-12000-1	УТЗ	К2-14000-1	УТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭПО-3-200 (2 шт.)	То же	ЭПО-3-135-1 (3 шт.)	То же	ЭП-3-135 (3 шт.) (ЭПО-3-200)	То же
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер, промежуточных камер	ЭПУ-0,9-1900 ПН-100-16-4-IIIсв	То же СЗЭМ	ЭПУ-0,9-1900 ПС-250-30-0,5	То же То же	ЭУ-120 ПС-250-30-0,5 ПС-250-8-0,5	То же То же То же
Подогреватели низкого давления: ПНД1 ПНД2 ПНД3 ПНД4 ПНД5	 ПН-250-16-7-IIIсв ПН-250-16-7-IVсв ПН-250-16-7-IVсв ПН-250-16-7-IVсв –	 СЗЭМ То же То же То же –	 ПН-400-26-7- II ПН-400-26-7- II ПН-400-26-7- II ПН-400-26-8-V –	 СЗЭМ То же То же То же То же	 ПН-400-26-2-III ПН-400-26-7-II ПН-400-26-7-II ПН-400-26-7-II ПН-400-26-7-I	 СЗЭМ То же То же То же То же
Деаэратор	ДП-225-7	БКЗ	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ	ДП-1000	БКЗ
Подогреватели высокого давления	ПВ-425-230-13-I ПВ-425-230-23-I ПВ-425-230-35-I	ТКЗ То же То же	ПВ-760-230-14 ПВ-800-230-21 ПВ-800-230-32	ТКЗ То же То же	ПВ-900-380-18-I ПВ-1200-380-43-I ПВ-900-380-66-I	ТКЗ То же То же
Подогреватели сетевой воды: нижний отопительный отбор, верхний отопительный отбор	 ПСГ-2200-2-16-I ПСГ-2200-3-16-I	 УТЗ То же	ПСГ-5000-2,5-8-I (ПСГ-4900-3,1-11,4-II) ПСГ-5000-3,5-8-I (ПСГ-4900-3,3-11,4-IV)	УТЗ То же То же То же	ПСГ-5000-2,5-8-I ПСГ-5000-3,5-8-I	УТЗ То же
Маслоохладители	Встроены в маслобак	То же	М-240М (3 шт.)	То же	М-240М (3 шт.)	То же

Оборудование	Р-100-130/15		ПТ-50/60-130/7		ПТ-90/125-130/10-1	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	–	–	К2-3000-1	УТЗ	К-3100-III	**УТЗ**
Основной эжектор (с охладителями)	–	–	ЭПО-3-200 (2 шт.)	То же	ЭПО-3-200 (2 шт.)	То же
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер, промежуточных камер	ПС-50-1 (ХЭ-90-550) (ПС-100-3)	ЛМЗ (УТЗ) (УТЗ)	ЭПУ-0,9-900 ПН-90-16-4 (ПНД1)	То же СЗЭМ	ЭПУ-0,9-1900 ПН-100-16-4-III	То же СЗЭМ
Подогреватели низкого давления:						
ПНД1	–	–	ПН-130-16-9-III	То же	ПН-250-16-7-IIIсв	СЗЭМ
ПНД2	–	–	ПН-130-16-10-II	То же	ПН-250-16-7-IVсв	То же
ПНД3	–	–	ПН-130-16-10-II	То же	ПН-250-16-7-IVсв	То же
ПНД4	–	–	ПН-130-16-10- II	То же	ПН-250-16-7-IVсв	То же
ПНД5	–	–	–	То же	–	–
Деаэратор	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ	ДП-225-7	БКЗ	ДП-225-7	БКЗ
Подогреватели высокого давления	ПВ-425-230-25-I (ПВ-760-230-14) ПВ-425-230-37-I (ПВ-800-230-21) ПВ-475-230-50 (ПВ-800-230-32)	ТКЗ (То же) То же (То же) То же (То же)	ПВ-350-230-21-I ПВ-350-230-36-I ПВ-350-230-50-I	ТКЗ То же То же	ПВ-425-230-13-I ПВ-425-230-23-I ПВ-425-230-35-I	ТКЗ То же То же
Подогреватели сетевой воды: нижний отопительный отбор, верхний отопительный отбор	– –	– –	ПСГ-800-3-8-I ПСГ-800-3-8-I	УТЗ То же	ПСГ-1300-3-8-II ПСГ-1300-3-8-II	УТЗ То же
Маслоохладители	Встроены в маслобак	УТЗ	Встроены в маслобак	То же	Встроены в маслобак	То же

Оборудование	ПТ-90/125-130/10-2		ПТ-140/165-130/15	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-6000-I	УТЗ	К-6000- I	УТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭПО-3-200 (2 шт.)	То же	ЭП-3-200 (2 шт.)	То же
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер, промежуточных камер	ЭПУ-0,9-1900 ПН-100-16-4-III	То же СЗЭМ	ЭУ-120-1 ПН-250-16-7-II (ПНД1)	То же СЗЭМ
Подогреватели низкого давления:				
ПНД1	ПН-250-16-7-IIIсв	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	То же
ПНД2	ПН-250-16-7-IVсв	То же	ПН-400-26-7-II	То же
ПНД3	ПН-250-16-7-IVсв	То же	ПН-400-26-8-V	То же
ПНД4	ПН-250-16-7-IVсв	То же	ПН-400-26-8-V	То же
ПНД5	–	–	–	
Деаэратор	ДП-225-7	БКЗ	ДП-500М-2	БКЗ
Подогреватели высокого давления	ПВ-425-230-13-I	ТКЗ	ПВ-760-230-14	ТКЗ
	ПВ-425-230-23-I	То же	ПВ-800-230-21	То же
	ПВ-425-230-35-I	То же	ПВ-800-230-32	То же
Подогреватели сетевой воды:	ПСГ-1300-3-8-II		ПСГ-1300-3-8-II	
нижний отопительный отбор,	(ПСГ-1250-3-11,4-IA)	УТЗ	(ПСГ-1250-3-11,4-IA)	УТЗ
верхний отопительный отбор	ПСГ-1300-3-8-II (ПСГ-1250-3-11,4-IA)	То же	ПСГ-1300-3-8-II (ПСГ-1250-3-11,4-IA)	То же
Маслоохладители	Встроены в маслобак	То же	Встроены в маслобак	То же

5.2. Конденсаторы

В теплофикационных турбинах на режимах работы с тепловой нагрузкой имеется пропуск пара в конденсатор, служащий для охлаждения ступеней ЦНД. Конденсаторы теплофикационных турбин, как правило, наряду с основным имеют встроенный трубный пучок со своими водяными камерами и независимыми подводом и отводом охлаждающей (нагреваемой) воды. Поверхность теплообмена встроенного пучка обычно составляет 15…25 % от общей поверхности теплообмена конденсатора. Встроенный пучок позволяет сконденсировать вентиляционный пропуск пара, что дает возможность свести к минимуму или полностью исключить потери теплоты в конденсаторе на теплофикационных режимах работы турбины за счет использования теплоты пара, поступающего в конденсатор, в цикле электростанции, например, для подогрева обратной сетевой воды или подпиточной воды тепловых сетей [14, 28, 23, 26]. В этом случае при работе турбины на теплофикационном режиме с ограниченным пропуском пара в конденсатор отключается подвод циркуляционной воды к основным и встроенному пучкам, а встроенный пучок охлаждается сетевой или подпиточной водой.

На режиме работы турбины с конденсационной выработкой электроэнергии в основной и встроенный трубные пучки (или только в основные пучки) поступает циркуляционная вода, подвод сетевой воды к встроенному пучку на этом режиме работы турбины отключен. Возможен одновременный пропуск через основные и встроенный пучки соответственно циркуляционной и подпиточной воды при условии, что разность температур между ними не превышает 20 °С. Переход с одного режима на другой производится на ходу, без останова турбины.

УТЗ разработан ряд типоразмеров конденсаторов для теплофикационных турбин мощностью от 30 до 250 МВт (табл. 5.2).

Конденсаторы чаще всего располагаются поперек оси турбины, привариваются к выхлопным патрубкам и опираются на пружинные опоры, воспринимающие нагрузки от массы металла конденсатора и тепловых расширений. Основные трубные пучки размещены симметрично относительно вертикальной оси конденсатора, встроенные – по его оси. Компоновка основных трубных пучков – ленточная с треугольной разбивкой, встроенных – модульная, также с треугольной разбивкой. Воздухоохладители в каждом трубном пучке выделены паровыми щитами, переходящими в перфорированные коллекторы. Суммарная площадь отверстий, через которые паровоздушная смесь (смесь несконденсировавшихся газов с водяным паром) поступает в коллекторы, принимается обычно равной площади патрубка на отводе паровоздушной смеси из трубного пучка, а площадь поперечного сечения коллекторов – равной утроенной суммарной площади отверстий, расположенных между патрубком отвода паровоздушной смеси и наиболее удаленным краем коллектора. В результате создается зона равномерного всасывания по всей длине трубного пучка, минимизируется возможность возникновения воздушных мешков, нарушающих процесс теплообмена.

Таблица 5.2

Технические характеристики конденсаторов теплофикационных турбин УТЗ

Маркировка конденсатора	Тип турбины	Количество корпусов	Поверхность охлаждения одного корпуса, м²	Поверхность охлаждения встроенного пучка, м	Конденсаторные трубки		Число ходов по воде	Расчетные значения завода-изготовителя					
					Диаметр, мм	Длина в одном корпусе, мм		Удельная паровая нагрузка, кг/(м²·ч)	Кратность охлаждения всей конденсационной установки	Температура охлаждающей воды на входе, °С	Давление пара, кПа	Номинальный расход охлаждающей воды, м³/ч	Гидравлическое сопротивление, кПа
К-740-I	П-12-4,7/0,8/0,4	1	740	–	19 × 1	4 190	2	43,5	83,7	28,0	12,3	2700	38,0
К-1700-I	ПТ-30/35-90/10-5	1	1 700	–	24 × 1	6 050	2	52,94**	55,6**	20,0	6,6	5 000	54,00
К-3100- III (IIIм)	Тп-115/125-130-1 ПТ-90/120-130/10-1	1	3 090	470	24 × 1	7 500	2	72,2	35,9	20,0	9,3	8 000	52,00
К-3100- IV (IVм)	Т-60/65-130	1	3 090	470	24 × 1	7 500	2	72,2	35,9	20,0	9,3	8 000	52,00
К-3100- V	К-17-0,16	1	3 090	470	24 × 1	7 500	2	72,2	35,9	20,0	9,3	8 000	52,00
К-3100- VI	Т-60/65-130-2	1	3 090	470	24 × 1	7 500	2	72,2	35,9	20,0	9,3	8 000	52,00
К-3100- VII	Тп-100/110-90	1	3 090	470	24 × 1	7 500	2	72,2	35,9	20,0	9,3	8 000	52,00
К-3100- VIII	Т-35/55-1,6	1	3 090	470	24 × 1	7 500	2	72,2	35,9	20,0	9,3	8 000	52,00
К-3650-I	К-65-12,8	1	3650	–	24 × 1	7 600	2	56,2	46,3	20,0	5,1	9 500	52,0
К-6000- II	ПТ-140/165-130/15	1	6 010	1080	24 × 1	9 000	2	55,7**	40,4**	20,0	7,5	13 500	59,00
К-14000	Т-250/300-240-2	1	13 800	2670	24 × 1	9 000	2	38,8	52,3	20,0	5,8	28 000	55,00
КГ2-6200-2	Т-110/120-130	2	3 110	940	24 × 1	7 500	2	45,3*	57,1*	20,0	5,4	16 000	59,96
КГ2-12000	Т-185/220-130	2	5 980	2160	24 × 1	9 000	1	44,2**	50,9**	20,0	5,2; 6,6**	27 000	61,00
КГ2-14000-I	Т-295/335-23,5	2	7 020	–	24 × 1	8 910	2	42,4	47	20,0	6,5	28000	53,0

* *Для номинальной конденсационной мощности турбины.*

** *Для максимальной конденсационной мощности турбины.*

*** *Для первого и второго корпусов по ходу воды.*

Примечание. Материалы трубок конденсаторов варьируются из следующего ряда: Л68, ЛО70-1, МНЖ5-1, МНЖМц30-1-1

По охлаждающей воде основные пучки выполняются двухходовыми, встроенные – двух- или четырехходовыми для пропуска циркуляционной и подпиточной воды соответственно (в конденсаторах К-3100 – для работы на сетевой воде – одноходовыми). Перегородки во входных водяных камерах делят трубные пучки по ходам таким образом, чтобы воздухоохладители охлаждались еще не нагретой водой первого хода. Перевод встроенного пучка на работу с оптимальным для данного расхода воды числом ходов производится переключением арматуры на внешних трубопроводах.

Корпуса конденсаторов изготавливаются заодно с входными и поворотными водяными камерами, за исключением поворотных камер встроенных пучков, которые выполнены съемными. Съемные крышки входных и поворотных водяных камер снабжены лазовыми люками. Для защиты рабочих лопаток последних ступеней турбины от воздействия вводимых в межтрубное пространство конденсаторов паровых и водяных потоков все вводы снабжены поворотными элементами, направляющими потоки внутрь конденсатора. Ввод в межтрубное пространство конденсаторов химически очищенной воды для восполнения потерь в цикле, а также конденсата для снижения температуры в выхлопном патрубке турбины производится через групповые форсунки, обеспечивающие распыл в виде мелкодисперсного тумана, направленного внутрь конденсатора.

Большинство конденсаторов по условиям транспортирования разделены на минимальное количество продольных блоков, поставляемых к месту монтажа в состоянии полной заводской готовности. Нижние блоки служат обычно сборниками конденсата, объем регулируемого уровня в которых эквивалентен 20-секундной максимальной производительности конденсатных насосов. Блоки с трубными пучками, кроме блоков конденсатора К-14000, проходят на заводе сдаточные гидравлические испытания парового и водяного пространств повышенным (пробным) давлением, чтобы обеспечить необходимую надежность аппарата. На месте эксплуатации производятся соединение блоков, присоединение внешних трубопроводов, а в конденсаторе К-14000 – кроме того, наборка и развальцовка трубок поверхности теплообмена, гидравлические испытания парового пространства (наливом) и водяного пространства (пробным давлением).

На рис. 5.2 показан конденсатор К-14000 турбины Т-250/300-240-2 – единственный, поставляемый без трубок поверхности теплообмена. Конденсатор имеет два пароприемных устройства, через которые на режимах пуска или сброса нагрузки турбиной может производиться сброс из котла, редуцированного и охлажденного в БРОУ пара в количестве, не превышающем 30 % от максимального расхода. Пароприемные устройства размещены над крайними лентами основных пучков возле боковых стенок конденсатора. Сборник конденсата – деаэрационный со струйно-барботажным отсеком, в котором для дегазации основного конденсата используется теплота постоянных дренажей, рециркуляции и пара из верхнего отопительного отбора турбины.

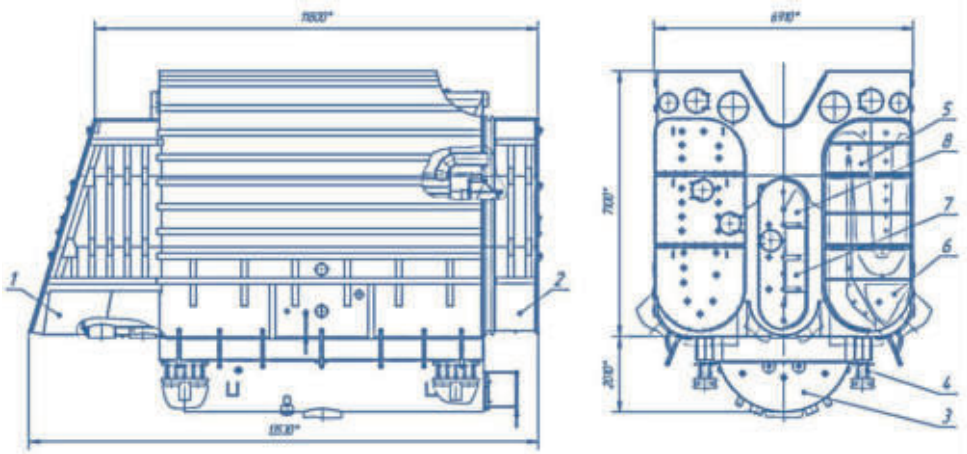


Рис. 5.2. Конденсатор К-14000: 1 – входная водяная камера; 2 – поворотная водяная камера; 3 – сборник конденсата; 4 – пружинная опора; 5 – основной трубный пучок; 6 – воздухоохладитель основного трубного пучка; 7 – встроенный трубный пучок; 8 – зона воздухоохладителя встроенного трубного пучка

Основные трубные пучки *5* размещены симметрично относительно оси турбины. Встроенный трубный пучок *7* расположен на оси конденсатора, имеет свои водяные камеры и индивидуальный отсос воздуха. Разбивка трубного пучка – треугольная. Трубные доски конденсатора являются общими как для основного, так и для встроенного трубных пучков. Встроенный пучок – однопоточный, двух- или четырехходовой по воде (перевод с четырех ходов на два осуществляется переключением арматуры на внешних трубопроводах). Через встроенный пучок предусмотрен пропуск циркуляционной (в два хода) или подпиточной (в четыре хода) воды. Корпус конденсатора – цельносварной с приваренными водяными камерами. Фланцевые соединения предусмотрены только на крышках водяных камер. В горловине конденсатора имеется подвод химически очищенной воды. Конденсатор К-14000 поставляется к месту монтажа в виде восьми законченных производством блоков. Соединение блоков и установка трубок поверхности теплообмена производится при монтаже.

Конденсатор типа К-3100 разных модификаций (рис. 5.3) комплектует турбины К-17-0,16; Т-35/55-1,6; Т-60/65-130-2; ПТ-90/120-130/10-1; Тп-100/110-90 и Тп-115/125-130-1. Каждый конденсатор представляет собой поверхностный пароводяной горизонтальный теплообменный аппарат с цельносварным корпусом, выполненным заодно с водяными камерами. Поверхность теплообмена каждого конденсатора образована прямыми трубками, развальцованными с обеих сторон в трубных досках, и разделена по паровой и водяной сторонам на три обособленных трубных пучка – два основных и один встроенный, размещенных в одном корпусе, но имеющих отдельные водяные камеры с раздельными подводом и отводом охлаждающей воды. По водяной стороне основные пучки выполнены двухходовыми, встроенные – для пропуска через них сетевой, циркуляционной или подпиточной воды – одно-, двух- и четырехходовыми, что дает возможность работы с оптимальным для имеющегося расхода и температуры охлаждающей воды числом ходов. Перевод встроенного пучка на другое число ходов осуществляется

переключением арматуры на внешних трубопроводах. Через встроенный пучок предусмотрен пропуск сетевой, подпиточной и циркуляционной воды. Конденсатор поставляется тремя законченными производством блоками, причем блок с трубными пучками поставляется после гидроиспытаний по паровой и водяной сторонам.

Некоторые из модификаций конденсатора, включая входящие в конденсаторную группу КГ2-6200, имеют пароприемные устройства, через которые на режимах пуска или сброса нагрузки турбиной может производиться сброс из котла, редуцированного и охлажденного в БРОУ пара в количестве, не превышающем 30 % от максимального расхода. Пароприемные устройства размещены на оси конденсатора над встроенным пучком. Одна из последних модификаций выполнена для турбины Т-53/67-8,0, являющейся составной частью парогазовой установки ПГУ-230. В этой модификации пароприемные устройства рассчитаны на 100%-й сброс пара из контуров высокого и низкого давления котла-утилизатора.

Конденсаторная группа КГ2-6200-III состоит из двух конденсаторов типа К-3100, предназначенных для конденсации пара, поступающего из турбины Т-110/120-130, а также для подогрева сетевой или подпиточной воды во встроенных пучках. Конденсаторы в группе включены параллельно по потокам охлаждающей воды. Охлаждающая вода подводится отдельными трубопроводами к входной водяной камере каждого трубного пучка и, пройдя через трубки поверхности теплообмена, отводится также отдельными трубопроводами. Конденсатор поставляется восемью законченными производством блоками, блоки с трубными пучками гидроиспытаны по паровой и водяной сторонам.

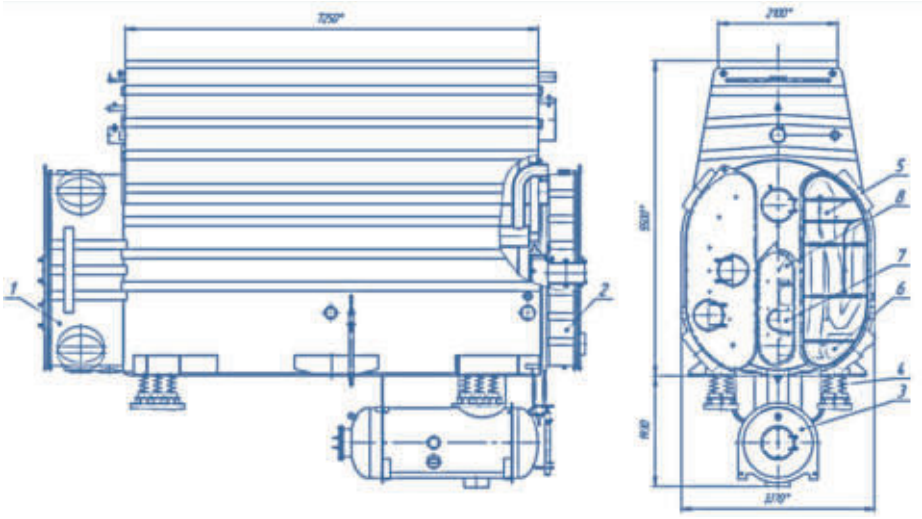


Рис. 5.3. Конденсатор К-3100; обозначения – см. рис. 5.2

Конденсатор типа К-3650 (рис. 5.4) предназначен для применения преимущественно в конденсационных турбинах, например К-65-12,8, и не имеет встроенного пучка. Особенностью таких конденсаторов является наличие сборника конденсата с деаэрирующей способностью; для этого в нем имеется барботажный отсек, в котором для дегазации основного конденсата используется теплота

постоянных дренажей и рециркуляции, а выпар отводится через систему гидравлических пароперепускных клапанов, что позволяет повысить давление в сборнике и, соответственно, температуру основного конденсата на режимах с малым пропуском пара в конденсатор примерно на 3...7 °С по сравнению с температурой насыщения пара в его межтрубном пространстве.

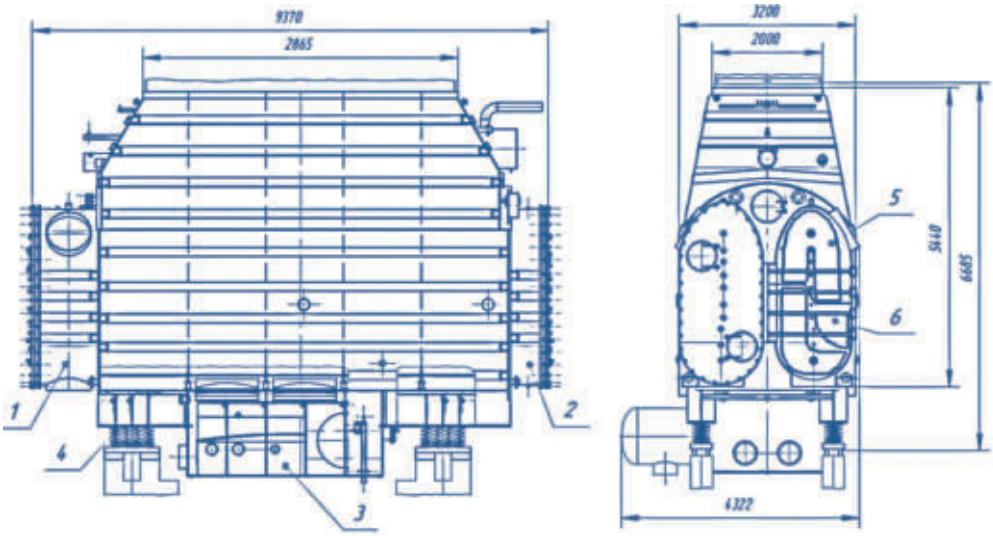


Рис. 5.4. Конденсатор К-3650: 1 – входная водяная камера; 2 – поворотная водяная камера; 3 – сборник конденсата; 4 – пружинная опора; 5 – трубный пучок; 6 – воздухоохладитель трубного пучка

Конденсатор К-6000 разных модификаций (рис. 5.5) предназначен для турбин ПТ-140/165-130/15 всех модификаций, а также для турбин Тп-115/125-130-2 и Тп-115/125-130-3. Охлаждающая вода подводится к конденсатору тремя потоками, к каждому трубному пучку (основным и встроенному) – своим трубопроводом, и отводится отдельно из каждого пучка. Перевод встроенного пучка на работу в двухходовом и четырехходовом режимах осуществляется переключением арматуры на внешних трубопроводах. Через встроенный пучок предусмотрен пропуск подпиточной и циркуляционной воды. Конденсатор поставляется в зависимости от модификации тремя или четырьмя законченными блоками, в том числе с гидроиспытанными по паровой и водяной сторонам блоками с трубными пучками. Соединение блоков производится при монтаже. Сборник конденсата – деаэрационный.

Особенностью конденсаторов является размещение блоков с трубными пучками друг над другом в два этажа. Нижний этаж содержит встроенный пучок и половины основных, а верхний – их оставшиеся половины. Такое выполнение позволяет поставлять блоки с набранными и развальцованными трубками поверхности теплообмена после гидроиспытаний по паровой и водяной сторонам.

Конденсаторная группа КГ2-12000 состоит из двух конденсаторов, основные пучки которых соединены по охлаждающей воде, основному конденсату и паровоздушной смеси последовательно, а встроенные – параллельно. Модификации, использованные в группе, выполнены по водяной стороне

одноходовыми и для первого по ходу охлаждающей воды конденсатора – без сборника конденсата, так как установка конденсаторов должна обеспечивать за счет разности высотных отметок днищ слив конденсата самотеком из первого во второй по ходу охлаждающей воды аппарат и оттуда – в деаэрационный сборник. Паровоздушная смесь из основных и встроенного пучков второго по ходу охлаждающей воды конденсатора отводится в зону перед воздухоохладителями основных пучков первого, откуда вся смесь удаляется основными эжекторами. При отключении основных пучков по охлаждающей воде паровоздушная смесь из встроенных пучков отводится непосредственно к основным эжекторам. Секционирование конденсаторов по давлению пара путем последовательного пропуска через их основные пучки охлаждающей воды теоретически должно привести к повышению КПД турбины на конденсационных режимах. Однако для турбин Т-185/220-130 эффективность секционирования оказалась весьма незначительной, а осложнения, связанные с компоновкой оборудования и трубопроводов, – весьма существенными. Поэтому в дальнейшем может оказаться целесообразным параллельное соединение конденсаторов в группе по охлаждающей воде, основному конденсату и паровоздушной смеси.

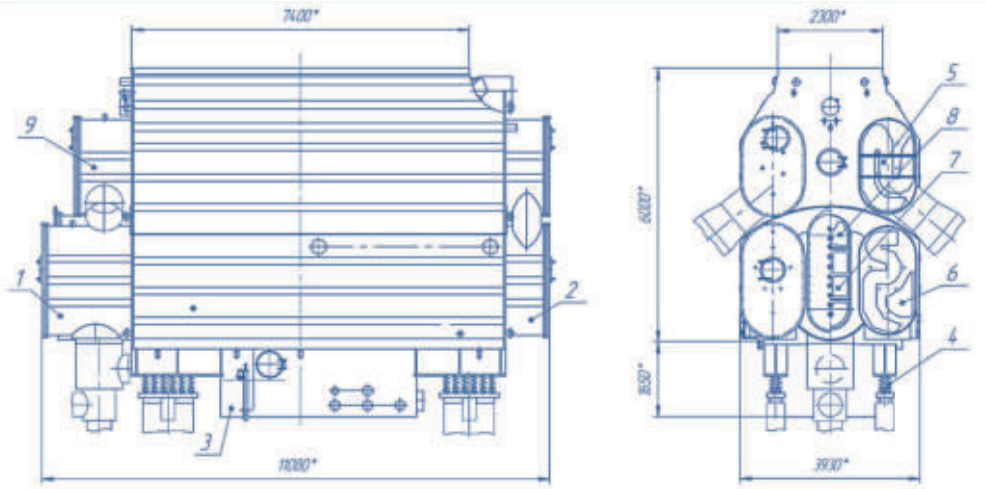


Рис. 5.5. Конденсатор К-6000: 1 – входная водяная камера; 2 – поворотная водяная камера; 3 – сборник конденсата; 4 – пружинная опора; 5 – основной трубный пучок; 6 – воздухоохладитель основного трубного пучка; 7 – встроенный трубный пучок; 8 – воздухоохладитель встроенного трубного пучка; 9 – выходная водяная камера

Для теплофикационных турбин мощностью 30 МВт (ПТ-30/35-90/10-5) заводом разработана конструкция конденсатора К-1700 без встроенного пучка (рис. 5.6). Конденсатор состоит из корпуса, выполненного заодно с водяными камерами, и двух трубных пучков, образованных прямыми трубками, развальцованными в трубных досках. Материал трубок определяется в зависимости от качества охлаждающей воды. Конструкцией конденсатора предусматриваются:

- возможность отключения одного из трубных пучков для поочередной очистки без останова турбины, для чего каждый пучок имеет свои водяные камеры с раздельными подводом и отводом охлаждающей воды;

- компенсация тепловых расширений, для чего конденсатор устанавливается на пружинные опоры;

- защита рабочих лопаток последних ступеней турбины от воздействия вводимых в конденсатор паровых и водяных потоков, для чего все вводы снабжены поворотными элементами, направляющими потоки внутри конденсатора.

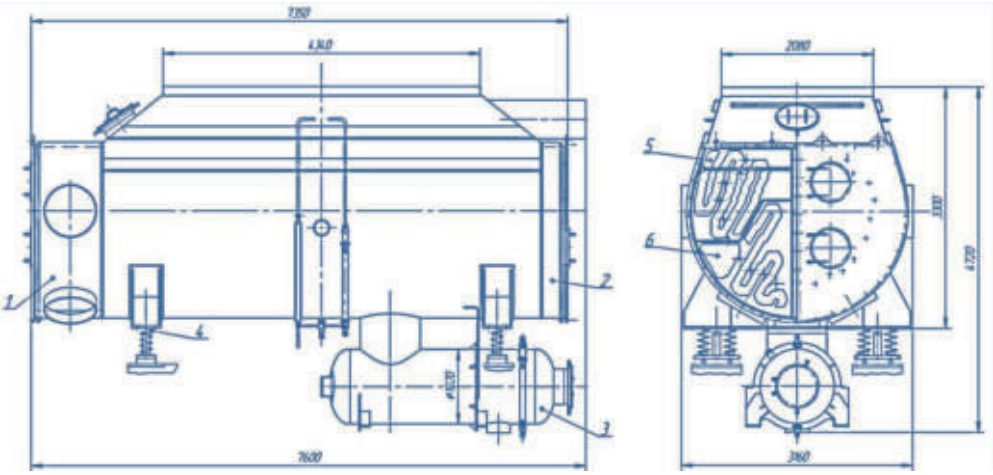


Рис. 5.6. Конденсатор К-1700: 1 – входная водяная камера; 2 – поворотная водяная камера; 3 – сборник конденсата; 4 – пружинная опора; 5 – трубный пучок; 6 – воздухоохладитель

За последние годы УТЗ разработаны новые типоразмеры конденсаторов – стационарная конденсаторная группа КГ2-14000 и конденсатор К-2950 для атомного ледокола.

Конденсаторная группа КГ2-14000 разработана для комплектации турбин типа Т-250-240 и Т-185-130 вместо ранее выпускавшегося конденсатора К-14000 и состоит из двух конденсаторов К-7000 (рис. 5.7), соединенных параллельно по охлаждающей воде, основному конденсату и паровоздушной смеси. В отличие от конденсатора К-14000 конденсаторы данной группы поставляются заводом с установленными трубками поверхности теплообмена. Каждый конденсатор состоит из двух блоков с трубными пучками, расположенными один над другим, и не имеет встроенного пучка. Трубные пучки по водяной стороне выполнены двухходовыми. Конденсаторы рассчитаны на работу в системах оборотного и прямоточного водоснабжения на пресной охлаждающей воде.

Каждый конденсатор комплектуется деаэрационным барботажным сборником конденсата и гидравлическим пароперепускным клапаном, разделяющим паровые пространства корпуса конденсатора и сборника. Это позволяет наряду с деаэрацией осуществлять подогрев основного конденсата на 2…6 °С выше температуры насыщения пара в конденсаторе за счет использования теплоты постоянных дренажей и рециркуляции основного конденсата на теплофикационных режимах работы ПТУ. На конденсационных режимах в случае недопустимого повышения кислородосодержания конденсата для его деаэрации часть нагретого конденсата возвращается в барботажный отсек конденсатосборника через обвод клапана рециркуляции.

Основные технические характеристики конденсаторной группы приведены в табл. 5.3.

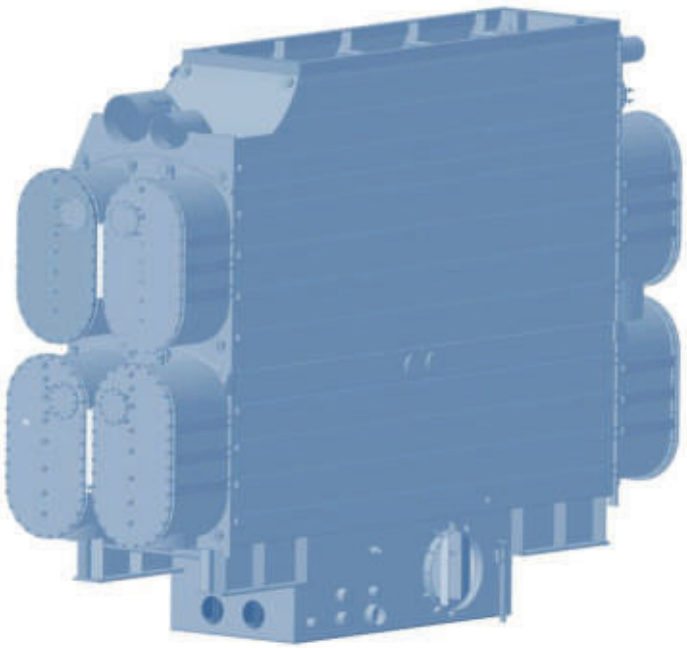


Рис. 5.7. Конденсаторная группа КГ2-14000-I (модель половины конденсаторной группы)

Для транспортировки конденсаторы разделены на следующие блоки, поставляемые в состоянии полной заводской готовности:

- блоки с трубными пучками;
- конденсатосборник;
- переходный патрубок.

На месте эксплуатации производятся соединение блоков, приварка внешних трубопроводов, гидравлические испытания парового и водяного пространств.

Конструкция конденсаторов предусматривает следующие возможности:

- прием редуцированного охлажденного пара, сбрасываемого из котла через приемно-сбросное устройство или БРОУ при пуске, останове или аварийном сбросе нагрузки турбиной;
- ввод конденсата через коллектор с групповыми форсунками для снижения температуры в выхлопных патрубках турбины на режимах с малым расходом пара в конденсаторы, а также при длительной работе турбины на холостом ходу во время испытаний генератора;
- прием химически очищенной воды для восполнения потерь в цикле;
- исключение выноса капельной влаги к рабочим лопаткам последних ступеней турбины и эрозионный износ их выходных кромок.

При эксплуатации конденсаторной группы контролю (местному и со щита управления) подлежит уровень конденсата в корпусах и в сборниках конденсата. Производится также автоматическое регулирование уровня в сборниках конденсата. Имеется возможность поочередного отключения по охлаждающей

воде трубных пучков для их очистки без останова турбины. Конструкция конденсаторов предусматривает применение системы шариковой очистки внутренней поверхности трубок поверхности теплообмена.

Таблица 5.3

Основные технические характеристики конденсаторной группы КГ2-14000-I

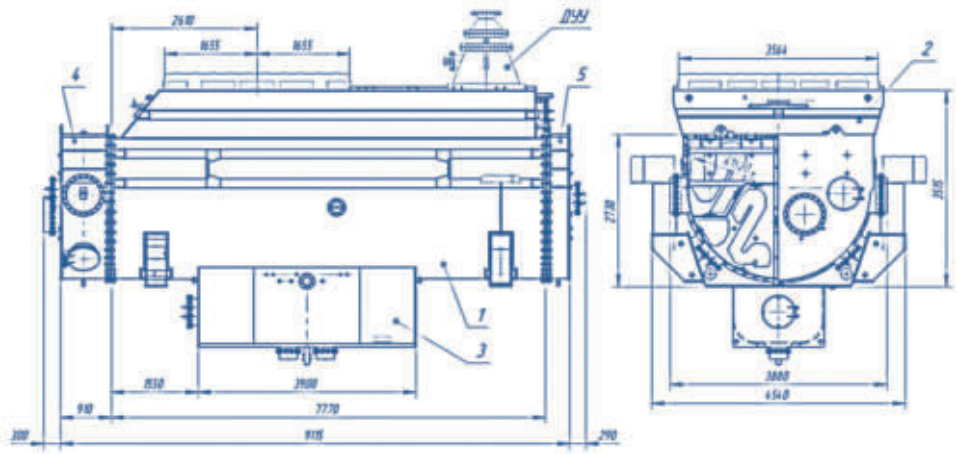
Характеристика	Величина
Площадь поверхности теплообмена по наружному диаметру трубок, м², не менее	2 × 7020=14040
Охлаждающая вода	
Число ходов Расход, м³/ч: максимальный (номинальный) минимальный Давление рабочее максимальное, избыточное, МПа (кгс/см²) Гидравлическое сопротивление конденсатора при максимальном расходе охлаждающей воды (при средней температуре охлаждающей воды 20 °С и чистых трубках поверхности теплообмена), кПа (кгс/см²)	2 2 × 14000=28000 2 × 7000=14000 0,343 (3,5) 53 (0,54)
Конденсируемый пар	
Расход максимальный (при максимальной конденсационной мощности и температуре охлаждающей воды на входе 20 °С), т/ч Давление расчетное абсолютное на номинальном режиме (при максимальном расходе охлаждающей воды с температурой на входе 20 °С и чистых трубках), кПа (кгс/см²)	660 6,5 (0,66)
Редуцированный и охлажденный пар после БРОУ	
Расход максимальный, т/ч Давление максимальное, МПа (кгс/см²) Температура максимальная, °С	450 0,69 (7,0) 200
Масса, т, не более	2 × 150

Конденсатор К-2950 предназначен для конденсации пара, отработавшего в судовой паровой турбине универсального атомного ледокола, создания разрежения в ее выхлопном патрубке, сохранения и первичной деаэрации основного конденсата, а также для приема редуцированного и охлажденного пара, сбрасываемого из парогенератора через дроссельно-увлажнительное устройство (ДУУ), минуя турбину.

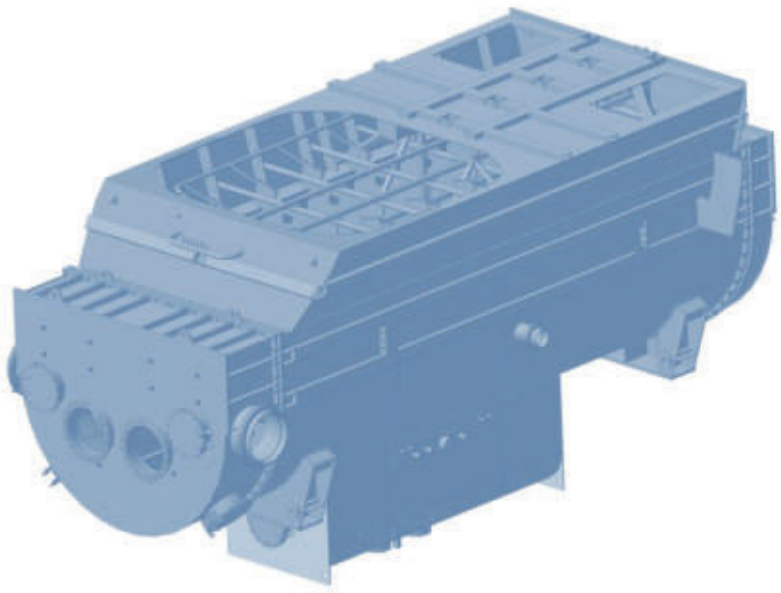
Конденсатор представляет собой пароводяной поверхностный горизонтальный теплообменный аппарат, двухходовой и двухпоточный по водяной стороне.

Конденсатор К-2950 (рис. 5.8) состоит из корпуса *1*, включающего блок с трубками поверхности теплообмена, переходного патрубка *2*, сборника конденсата

3 и съемных водяных камер *4* и *5*. Трубная система состоит из двух трубных пучков ленточного типа, образованных прямыми трубками, развальцованными и приваренными с обеих сторон в трубных досках и опирающимися на промежуточные трубные перегородки, установленные таким образом, чтобы устранить опасные формы колебаний при вибрации. В соответствии со спецификой конденсатора, работающего на морской воде, материал трубок поверхности теплообмена – титановый сплав ВТ1-0, трубные доски изготовлены из биметаллической плиты «сталь – титановый сплав ВТ1-0». Для защиты металла водяных камер от коррозионного воздействия морской охлаждающей воды на стенки и перегородки камер установлены протекторы, выполненные в виде съемных пластин из углеродистой стали.



а



б

Рис. 5.8. Конденсатор К-2950: а – общий вид; б – твердотельная модель

В отличие от традиционной схемы опирания конденсатора на пружинные опоры в конденсаторе К-2950 применена подвесная схема, при которой конденсатор, не имея опор снизу, приваривается переходным патрубком к выхлопному патрубку турбины, а также к раме турбоагрегата посредством гибкой листовой опоры.

Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор из выхлопного патрубка турбины и, конденсируясь на трубных пучках, создает разрежение, соответствующее расходу и температуре охлаждающей воды, проходящей через трубные пучки, за исключением режимов работы турбины с малыми паровыми нагрузками, когда давление в конденсаторе определяется основными пароструйными эжекторами. По такой же схеме осуществляется конденсация редуцированного и охлажденного пара, сбрасываемого через дроссельно-увлажнительное устройство.

Паровоздушная смесь (смесь неконденсирующихся газов с водяным паром), пройдя воздухоохладители, выделенные в трубных пучках для ее дополнительной конденсации и охлаждения, удаляется основными эжекторами.

Образовавшийся конденсат стекает на днище блока с трубными пучками и через пять больших вырезов в днище блока поступает в сборник конденсата и далее – к конденсатным насосам.

Охлаждающая вода подводится к конденсатору двумя потоками, к каждому из трубных пучков – своим трубопроводом, и отводится, пройдя пучки, также отдельными трубопроводами.

В соответствии с условиями транспортирования, определяемыми нормами железных дорог РФ, конденсатор К-2950 также разделен на три блока. Блок с трубными пучками поставляется с установленными трубками поверхности теплообмена, прошедшими сдаточные испытания на прочность и герметичность пробным избыточным давлением со стороны как парового, так и водяного пространств. На месте эксплуатации производятся соединение блоков с установкой конденсатосборника и приваркой переходного патрубка, присоединение конденсатора к выхлопному патрубку турбины, приварка к конденсатору внешних трубопроводов, а затем – гидравлические испытания парового пространства наливом воды и водяного пространства пробным избыточным давлением.

Основные параметры и технические данные конденсатора приведены в табл. 5.4.

Конструкцией конденсатора предусматриваются возможности:

- отключения одного из трубных пучков для поочередного осмотра без останова турбины, для чего водяные камеры выполнены с вертикальными срединными перегородками, образующими для каждого пучка отдельную секцию, имеющую свой подвод и отвод воды;

- осмотра, очистки и ремонта водяного и парового пространств, для чего съемные водяные камеры и корпус снабжены лазовыми люками;

- максимального уменьшения волнообразования в сборнике конденсата и обеспечения подпора к конденсатному насосу при качке, для чего сборник конденсата разделен на отдельные секции продольными и поперечными перегородками с обеспечением отвода конденсата по днищу сборника к патрубкам отвода;

- приема конденсата греющего пара от парогенератора низкого давления, рециркуляции основного конденсата и прочих дренажей в соответствии с тепловой схемой;

- приема редуцированного и охлажденного пара, сбрасываемого через ДУУ при аварийном останове турбины или сбросе электрической нагрузки.

Таблица 5.4

Основные технические характеристики конденсатора К-2950

Характеристика	Величина
Площадь поверхности теплообмена по наружному диаметру трубок, расчетная, м²	2960
Масса теоретическая, т:	
в рабочих условиях с полностью заполненным водой водяным пространством и заполненным конденсатом до верхнего допустимого уровня паровым пространством,	71
при гидравлических испытаниях:	
парового пространства	130
водяного пространства	67
Охлаждающая вода	
Число ходов	2
Расход, м³/ч, не более	5000
Давление расчетное, рабочее максимальное, избыточное, МПа (кгс/см²)	0,08 (0,8)
Расчетное гидравлическое сопротивление конденсатора при максимальном расходе охлаждающей воды, средней температуре охлаждающей воды 20 °С и чистых трубках поверхности теплообмена, кПа (кгс/см²)	39 (0,4)
Конденсируемый пар	
Расход на номинальном режиме (режим со 100 %-й мощностью – 36 МВт на клеммах генератора – и включенной системой регенерации) при температуре охлаждающей воды на входе 10 °С, т/ч:	
из турбины	152,4
из ДУУ (с учетом впрыска в ДУУ охлаждающей воды)	6,6
Давление расчетное абсолютное на номинальном режиме (при максимальном расходе охлаждающей воды с температурой на входе 10 °С и чистых трубках поверхности теплообмена), кПа (кгс/см²)	4,8 (0,049)

Для ведения эксплуатационного контроля за работой конденсаторов последние комплектуются штатными контрольно-измерительными приборами и устройствами автоматической сигнализации и защиты. При эксплуатации судовой турбины контролю и регулированию подлежат высота и положение уровня конденсата в конденсатосборнике. Для поддержания проектного положения уровня конденсата в сборнике (при ровном киле ледокола и при максимальных углах качки и дифферента) конденсатосборник снабжен необходимыми патрубками (местами отбора) для присоединения к ним импульсных линий к

указателям уровня (местным указательным колонкам) и к датчикам регулятора и сигнализатора уровня.

Конденсатор К-740-I (рис. 5.9) является самым маленьким конденсатором в линейке продукции, выпускаемой УТЗ, и не имеет встроенного пучка.

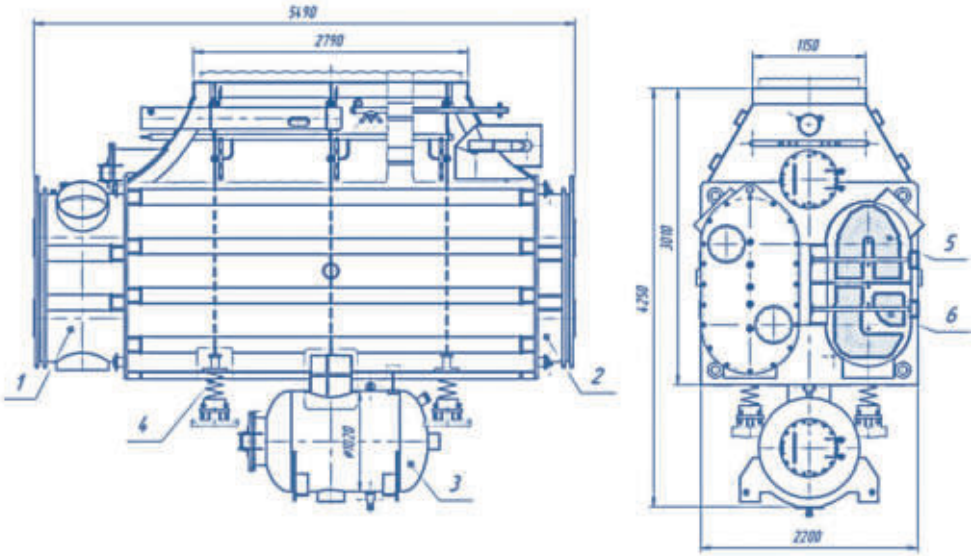


Рис. 5.9. Конденсатор К-740-I: 1 – входная водяная камера; 2 – поворотная водяная камера; 3 – сборник конденсата; 4 – пружинная опора; 5 – трубный пучок; 6 – воздухоохладитель трубного пучка

5.3. Охладители воздушных насосов (пароструйных эжекторов)

Воздушные насосы (эжекторы) предназначены для поддержания необходимого вакуума и удаления воздуха из конденсатора, циркуляционной системы, уплотнений турбины. Показатели работы пароструйных эжекторов зависят, кроме других факторов, от параметров рабочего пара и эффективности работы охладителей [23, 25, 26, 27].

Охладители пароструйных эжекторов представляют собой трубчатые теплообменники, на поверхности теплообмена которых происходят охлаждение паровоздушной смеси и конденсация пара, а внутри трубок проходит основной конденсат, подаваемый из напорного коллектора конденсатных насосов. Таким образом, теплосодержание рабочего пара в пароструйном эжекторе используется для подогрева основного конденсата.

Технические характеристики пароструйных эжекторов УТЗ представлены в табл. 5.5.

На рис. 5.10 показана конструкция пароструйного эжектора ЭП-3-3, использовавшегося в качестве основного эжектора в турбинах УТЗ до 1977 г. Аналогичную конструкцию имеет основной эжектор ЭП-3-2.

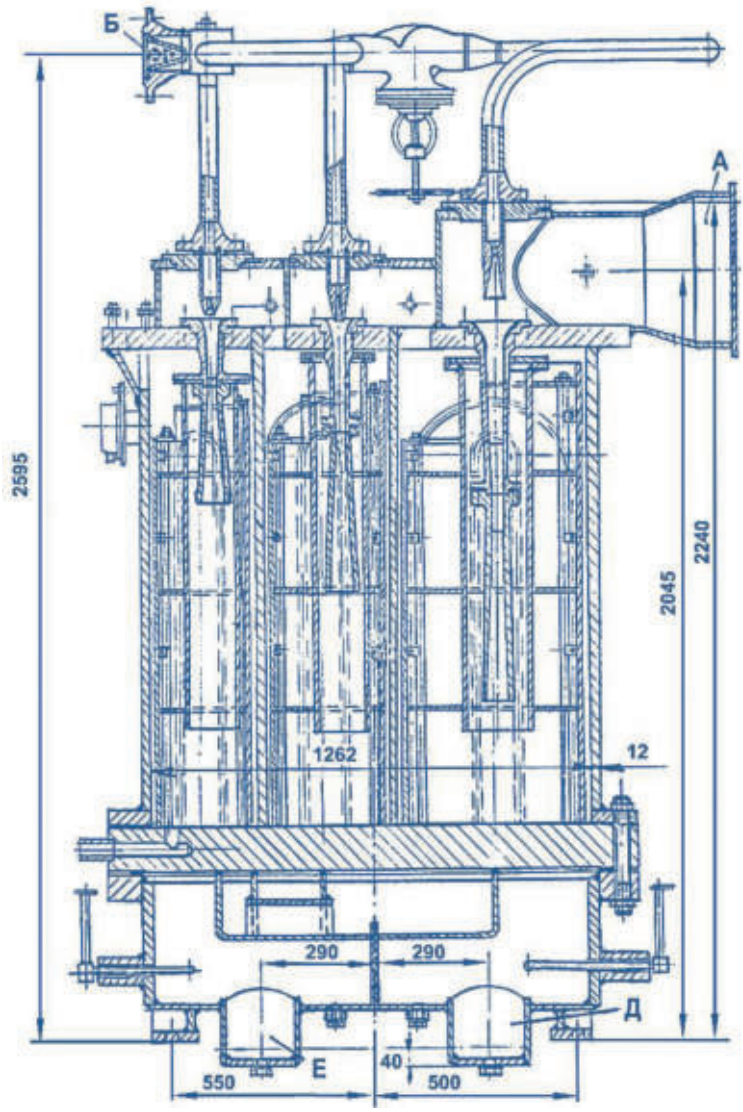


Рис. 5.10. Пароструйный эжектор ЭП-3-3: *А* – вход паровоздушной смеси; *Б* – подвод рабочего пара; *Д*, *Е* – вход и выход охлаждающей воды; *I*, *II*, *III* – ступени эжектора

Проточные части и охладители всех ступеней эжектора расположены вертикально в общем стальном корпусе с внутренними перегородками, разделяющими ступени между собой. В верхней части корпуса расположена крышка, состоящая из трех раздельных камер, в которых крепятся рабочие сопла и соединенные между собой камеры смешения и диффузоры. Внутри парового пространства каждого из холодильников выполнены перегородки, направляющие течение пара. Вторая и третья камеры верхней крышки эжектора имеют в нижнем днище отверстия, через которые паровоздушная смесь поступает в следующую ступень эжектора. По мере движения паровоздушной смеси в ступенях эжектора ее давление постепенно повышается от давления в конденсаторе до примерно 110 кПа

на выхлопе эжектора. В нижней части корпуса эжектора расположены горизонтальная трубная доска, в которой крепятся *U*-образные трубки охладителей, и нижняя крышка с водяными камерами. Охладители выполнены двухходовыми по охлаждающему конденсату и включены параллельно. Перепуск дренажа осуществляется каскадно через гидрозатворы за охладителем каждой ступени. Недостатком конструкции эжектора являлись протечки паровоздушной смеси помимо трубного пучка.

С 1977 г. в паротурбинных установках завода используются основные эжекторы ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200.

Эжектор ЭПО-3-135 (рис. 5.11) представляет собой пароструйный компрессор с тремя ступенями сжатия и промежуточного охлаждения паровоздушной смеси.

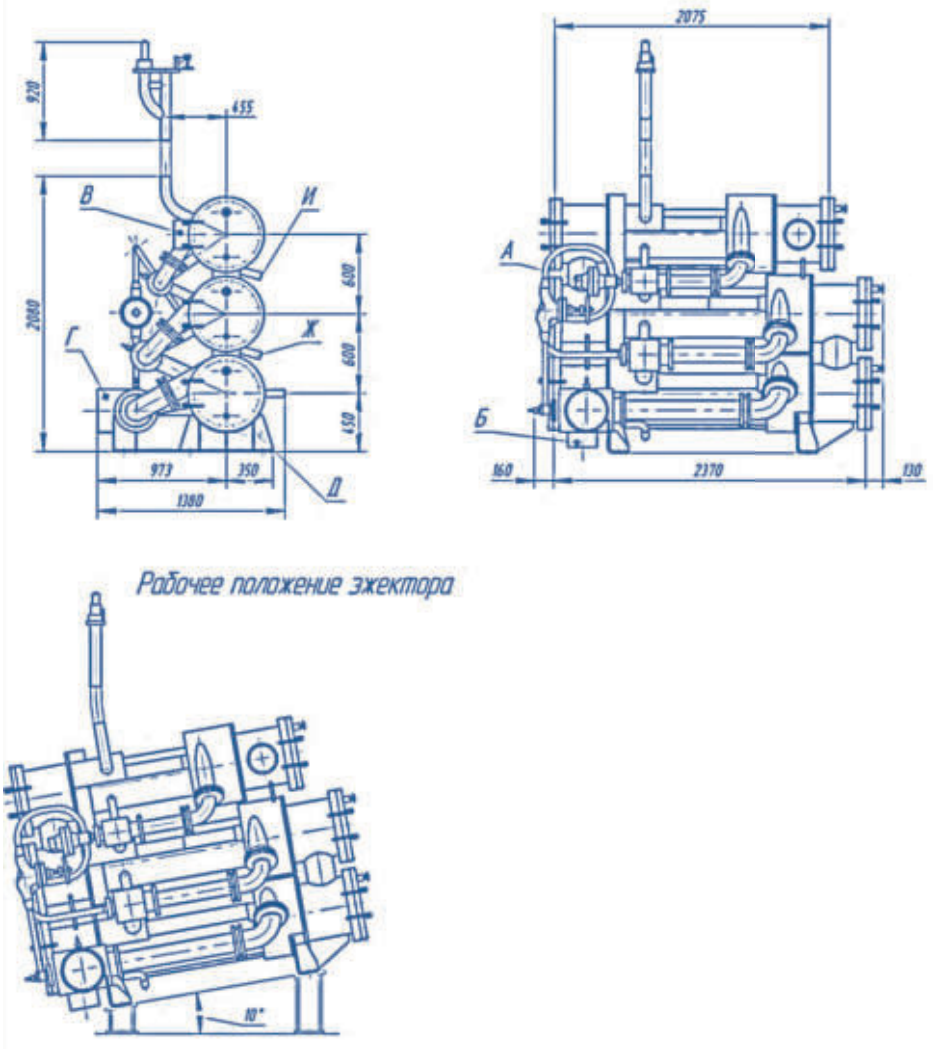


Рис. 5.11. Основной эжектор ЭПО-3-135: *А* – подвод рабочего пара; *Б*, *В* – подвод и отвод охлаждающего конденсата; *Г* – подвод паровоздушной смеси; *Д*, *Ж*, *И* – отвод конденсата рабочего пара из I, II и III ступеней соответственно

Таблица 5.5

Технические характеристики пароструйных эжекторов и их охладителей

Назначение эжектора	Тип эжектора	Номер ступени	Производительность на паровоздушной смеси, кг/ч	Производительность на сухом воздухе, кг/ч	Расход охлаждающей воды, т/ч	Расход рабочего пара, кг/ч	Давление/ температура рабочего пара, МПа/°С	Поверхность охладителя, м²	Гидравлическое сопротивление, КПа
Основной	ЭПО-3-80	I II III	—	80	120	253 223 314	0,49/155 (330)	—	—
	ЭПО-3-135	I II III	—	85/135	70...200	630	0,39/155 (330)	28,5	47,0
	ЭПО-3-200**	I II III	—	210	150 75 75	296 296 296	0,51/155 (330)	20,0 10,0 10,0	—
	ЭПО-3-200***	I II III	—	210	120,0 60,0 60,0	296 296 296	0,51/155 (330)	20,0 10,0 10,0	—
	ЭП-3-2	I II III	135	85/135	70...200	280 280 280	0,49/160 (330)	—	50
	ЭП-3-3	I II III	135	85/135	70...200	280 280 280	0,49/160 (330)	14,2 8,0 5,1	60...840

Назначение эжектора	Тип эжектора	Номер ступени	Производительность на паровоздушной смеси, кг/ч	Производительность на сухом воздухе, кг/ч *	Расход охлаждающей воды, т/ч	Расход рабочего пара, кг/ч	Давление/ температура рабочего пара, МПа/°С	Поверхность охладителя, м²	Гидравлическое сопротивление, КПа
Эжектор уплотнений	ХЭ-40-350	I II	–	–	70	350	0,49/150 (330)	20 20	285
	ХЭ-90-550	I II	–	–	140…260	550	0,49/156 (330)	45 45	250…750
	ЭПУ-0,9-1900 (латунные трубки)	Предвключенная Концевая	1400…1900	–	110…260*** 220…520**	550	0,39/155 (330)	17,5 17,5	39,4*** 20,0**
	ЭПУ-0,9-1900 (нержавеющие трубки)	Предвключенная Концевая	1700…2300	–	110…310*** 220…620**	550	0,39/155 (330)	17,5 17,5	48,5*** 85,4**
	ЭПУ-0,9-500	Предвключенная Концевая	550	–	120	191	0,49/155 (330)	–	–

* *В числителе – номинальная производительность, в знаменателе – перегрузочная.*

** *Одноходовой вариант (все охладители соединены параллельно).*

*** *Двухходовой вариант (последовательное соединение двух групп параллельных охладителей: I+I и II+III).*

В скобках указана максимальная температура рабочего пара.

Каждый из трех охладителей представляет собой поверхностный пароводяной теплообменный аппарат с цельносварным корпусом, выполненным заодно с водяными камерами и камерой всасывания. Одноходовые трубные пучки охладителей образованы прямыми трубками, развальцованными с обеих сторон в трубных досках. Модификации эжектора отличаются материалом трубок поверхности теплообмена: латунь – в первой и нержавеющая сталь – во второй модификациях. В рабочем положении для интенсификации теплообмена трубные пучки охладителей ориентированы наклонно (с углом 10° к горизонту) за счет применения специальной конструкции опор, на которых устанавливается эжектор. Подвод паровоздушной смеси производится тангенциально в кольцевые камеры со смещением относительно раздающих окон во внутренних обечайках корпусов. Конструкция эжектора обеспечивает:

- компенсацию температурных расширений; для этого со стороны выходной водяной камеры выполняется подвижное крепление опоры эжектора к опорным конструкциям;

- возможность осмотра, очистки или подвальцовки трубок поверхности теплообмена без разборки эжектора; для этого крышки водяных камер выполнены откидными.

Паровоздушная смесь поступает в камеру всасывания I ступени, после сжатия в диффузоре и охлаждения с частичной конденсацией в охладителе первой ступени последовательно проходит II и III ступени сжатия и отводится в атмосферу. Образовавшийся конденсат отводится из каждого охладителя отдельным гидрозатвором: из охладителей I и II ступеней – в паровое пространство конденсатора, из охладителя III ступени – в открытую воронку. Основной конденсат подводится к охладителю I ступени, проходит последовательно через трубные пучки охладителей всех ступеней и отводится из эжектора.

Эжектор ЭПО-3-200 (рис. 5.12) состоит из трех ступеней сжатия, причем первая ступень выполнена из двух одинаковых эжекторных групп, соединенных параллельно, каждая – со своим охладителем, а вторая и третья ступени содержат по одной эжекторной группе с охладителем. Каждый из четырех одинаковых охладителей состоит из семи концентрично установленных друг в друга труб из углеродистой стали диаметром от 57 × 3,5 до 219 × 7 мм [29]. Сечение центральной трубы перекрыто обтекателями, остальные трубы соединены сваркой таким образом, что образуется по три чередующихся кольцевых канала для прохода паровоздушной смеси и охлаждающего конденсата попарно. Установкой обтекателей и скруглением сварных соединений труб каналов достигается безударный характер натекания паровоздушной смеси при входе в охладитель. В сочетании с соосным расположением охладителя и диффузора и продольным течением паровоздушной смеси такая конструкция охладителя позволяет избежать образования застойных зон и обеспечивает высокую интенсивность конденсации. Слив конденсата рабочего пара из охладителей первой и второй ступеней эжектора через разделенный по ступеням гидрозатвор производится в конденсатор, а охладитель третьей ступени имеет атмосферный слив с гидрозатвором. Для пропуска охлаждающего конденсата эжектор снабжен двумя нижними (*Б* и *В*) и двумя верхними (*Г* и *Д*) водяными камерами, каждая из которых соединена тремя

трубами с кольцевыми каналами каждого из двух параллельно включенных по основному конденсату охладителей.

В зависимости от расхода основного конденсата, определяемого типом турбины, охладители могут быть соединены в двух вариантах. При включении охладителей по первому варианту все они соединены по основному конденсату параллельно (одноходовой вариант), в этом случае основной конденсат подводится к двум нижним водяным камерам (*Б* и *В*), проходит параллельно через все охладители и отводится из двух верхних водяных камер (*Г* и *Д*). Расход основного конденсата в этом варианте меняется от 125 до 500 т/ч.

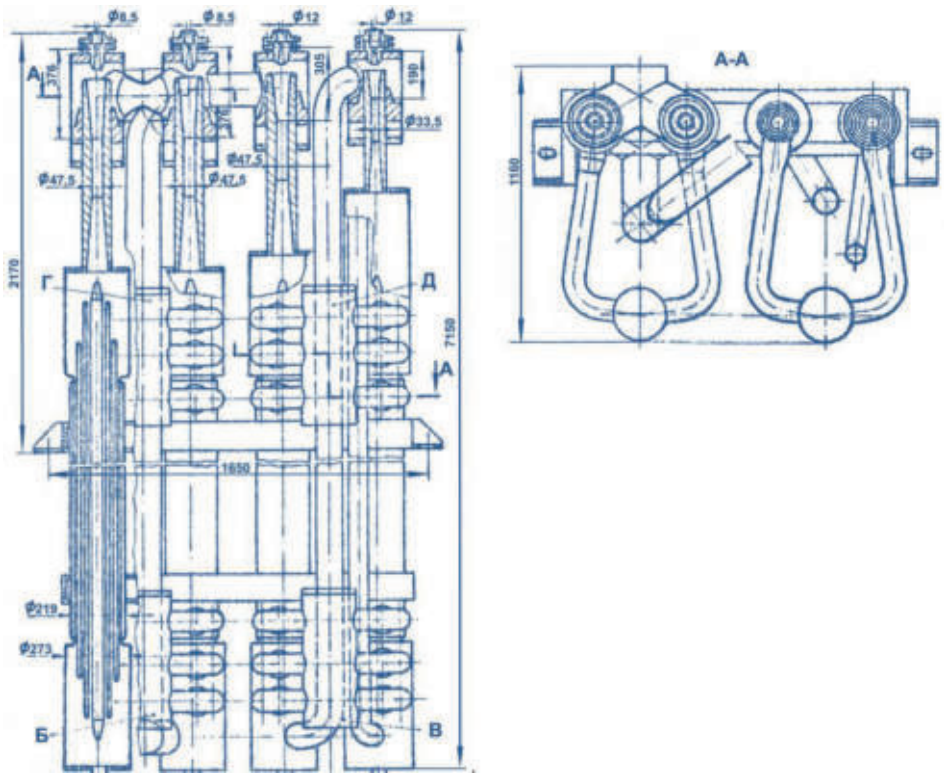


Рис. 5.12. Эжектор ЭПО-3-200

При соединении охладителей по второму варианту параллельные по основному конденсату охладители первой ступени включены последовательно с параллельными по основному конденсату охладителями второй и третьей ступеней (двухходовой вариант). В этом случае основной конденсат подводится к нижней водяной камере (*Б*) и отводится из верхней водяной камеры (*Г*) охладителя первой ступени, затем перепускается к верхней водяной камере (*Д*) и отводится от эжектора из нижней водяной камеры (*В*) охладителей второй и третьей ступеней. Интервал расходов охлаждающего конденсата в этом варианте – от 70 до 250 т/ч. Недостатком конструкции является ее низкая ремонтопригодность.

УТЗ совместно с УрФУ разработан новый типоразмер основного эжектора ЭПО-3-80 [30]. Одной из главных целей разработки основного эжектора

ЭПО-3-80 является снижение габаритных размеров и расхода рабочего пара в сравнении с выпускаемым УТЗ эжекторами ЭП-3-135 и ЭПО-3-200.

Аппарат имеет традиционную для пароструйных вакуумных насосов конструкцию (рис. 5.13). Эжектор состоит из трех пароструйных аппаратов (эжекторов) и трех кожухотрубных конденсаторов. Конденсаторы ЭПО-3-80 – кожухотрубные, двухходовые по охлаждающей воде и пятиходовые по паровоздушной смеси. Конденсат пара сливается из конденсаторов через патрубки, вваренные в их нижние части. Трубные пучки конденсаторов выполнены из *U*-образных профильных витых трубок (разработка УрФУ) из нержавеющей стали марки 12Х18Н10Т (ГОСТ 9941–81). Сопла пароструйного аппарата изготовлены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т, а диффузор (камера смешения) – из стали 20.

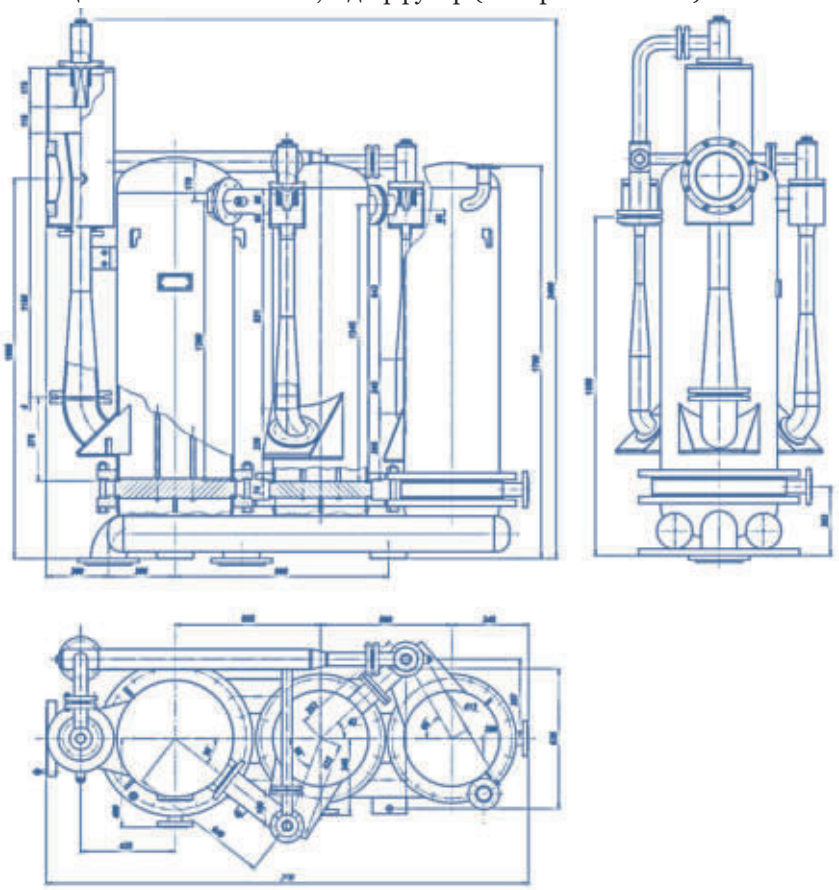


Рис. 5.13. Эжектор ЭПО-3-80

Разработанный эжектор имеет расход рабочего пара на 8…26 % меньше, а также меньшие габариты и вес, чем выпускаемые УТЗ эжекторы. Эжектор ЭПО-3-80 имеет возможность изменения осевого расстояния между соплом и камерой смешения, что позволит провести наладку эжектора при наладочно-пусковых операциях на ТЭС.

В табл. 5.6 приведены сравнительные характеристики существующих и разработанного эжекторов.

Таблица 5.6

Сравнение характеристик эжекторов

Характеристики эжектора	Типоразмер эжектора		
	ЭПО-3-135	ЭПО-3-200	ЭП-3-80
Максимальная производительность по воздуху, кг/ч	135	200	80
Расход рабочего пара, кг/ч	850	900	790
Габариты (длина × ширина × высота)	2430 × 2080 × 3005	1650 × 1160 × 7150	1490 × 1360 × 2290
Масса, кг	2720	3460	2150
Возможность изменения осевого расстояния между соплом и камерой смешения	Нет	Нет	Есть

Эжектор уплотнений, предназначенный для отсоса паровоздушной смеси из концевых уплотнений турбины, может быть расположен как вне, так и внутри корпуса охладителя. До 1978 г. в составе паротурбинных установок УТЗ применялись охладители эжекторов отсоса из уплотнений турбины типа ХЭ-40-350 горизонтальной компоновки и ХЭ-90-550 – с вертикальной компоновкой. Охладители комплектовались эжекторными группами, отсасывающими паровоздушную смесь из концевых уплотнений турбины.

На рис. 5.14 показан охладитель ХЭ-40-350. Обе секции поверхности теплообмена расположены симметрично относительно находящихся посередине входной и выходной водяных камер, которые крепятся к корпусам секций с помощью фланцевого соединения. Трубная система набирается из *U*-образных латунных (Л68) трубок диаметром 19 мм, толщиной стенки 1 мм.

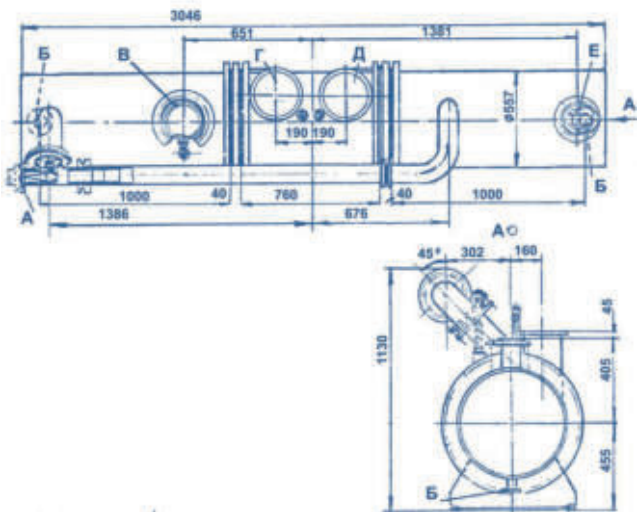


Рис. 5.14. Охладитель эжектора отсоса из уплотнений ХЭ-40-350: *А* – подвод рабочего пара; *Б* – слив конденсата; *В* – подвод паровоздушной смеси из уплотнений; *Г* – подвод охлаждающего конденсата; *Д* – отвод охлаждающего конденсата; *Е* – отвод паровоздушной смеси

На рис. 5.15 представлен охладитель ХЭ-90-550 [31]. Корпус аппарата имеет в верхней части фланцевый разъем. Трубная система закрепляется между фланцами корпуса и водяной камеры. По тракту воды аппарат – двухходовой. Паровое пространство подогревателя разделено на два отсека, через которые паровоздушная смесь проходит последовательно. Трубки в трубной доске крепятся вальцеванием.

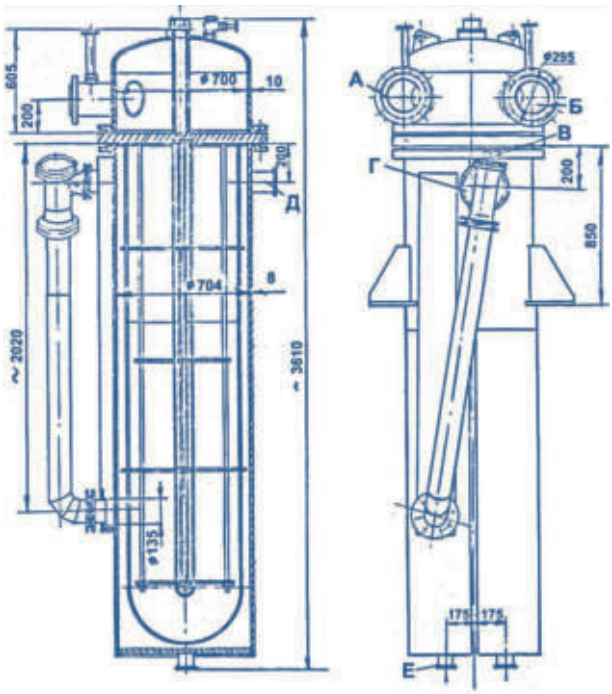


Рис. 5.15. Охладитель эжектора отсоса из уплотнений ХЭ-90-550: *А* – отвод охлаждающей воды; *Б* – подвод охлаждающей воды; *В* – подвод рабочего пара; *Г* – подвод паровоздушной смеси из уплотнений; *Д* – отвод паровоздушной смеси; *Е* – слив конденсата

С 1978 г. паротурбинные установки УТЗ комплектуются эжекторами типа ЭПУ-0,9-900 и ЭПУ-0,9-1900 (рис. 5.16), идентичными по конструкции, но отличающимися расходом отсасываемой паровоздушной смеси. Эжектор имеет одну ступень сжатия и два охладителя – предвключенный и концевой. По охлаждающей воде (основному конденсату) охладители могут быть соединены как параллельно, так и последовательно. Эжектор изготавливается в четырех модификациях: I – с латунными трубками и двумя вариантами включения охладителей, II – с нержавеющими трубками и двумя вариантами включения охладителей. Рабочее положение эжектора – наклонное (10° к горизонту).

УТЗ совместно с УрФУ заводом разработан новый типоразмер эжектора уплотнений ЭПУ-0,9-500. Эжектор (рис. 5.17) представляет собой пароструйный компрессор одноступенчатого сжатия с предвключенным и концевым охладителями паровоздушной смеси. Эжектор рассчитан для работы на сухом насыщенном или несколько перегретом не более, чем на 50 °С, паре. Охладители

паровоздушной смеси (предвключенный и концевой) представляют собой поверхностные пароводяные теплообменники с цельносварным корпусом, выполненным заодно с водяными камерами и камерой всасывания, и трубным пучком, образованным *U*-образными трубками, развальцованными в трубных досках. Трубные пучки теплообменников изготовлены из *U*-образных профильных витых трубок (разработка УрФУ) из нержавеющей стали марки 12Х18Н10Т (ГОСТ 9941–81). Охладители ЭПУ-0,9-500 – двухходовые по охлаждающей воде и пятиходовые по паровоздушной смеси.

Рабочий пар подводится к соплу эжекторной группы и, пройдя через него, создает соответствующее разрежение в камере всасывания. Паровоздушная смесь поступает в предвключенный охладитель и после охлаждения с частичной конденсацией – в камеру всасывания эжекторной группы, откуда после сжатия в диффузоре и охлаждения с частичной конденсацией в концевом охладителе выбрасывается в атмосферу. Образовавшийся конденсат отводится из каждого охладителя через отдельные гидрозатворы. Основной конденсат подводится к охладителям последовательно и, пройдя через трубные пучки, отводится из каждого охладителя.

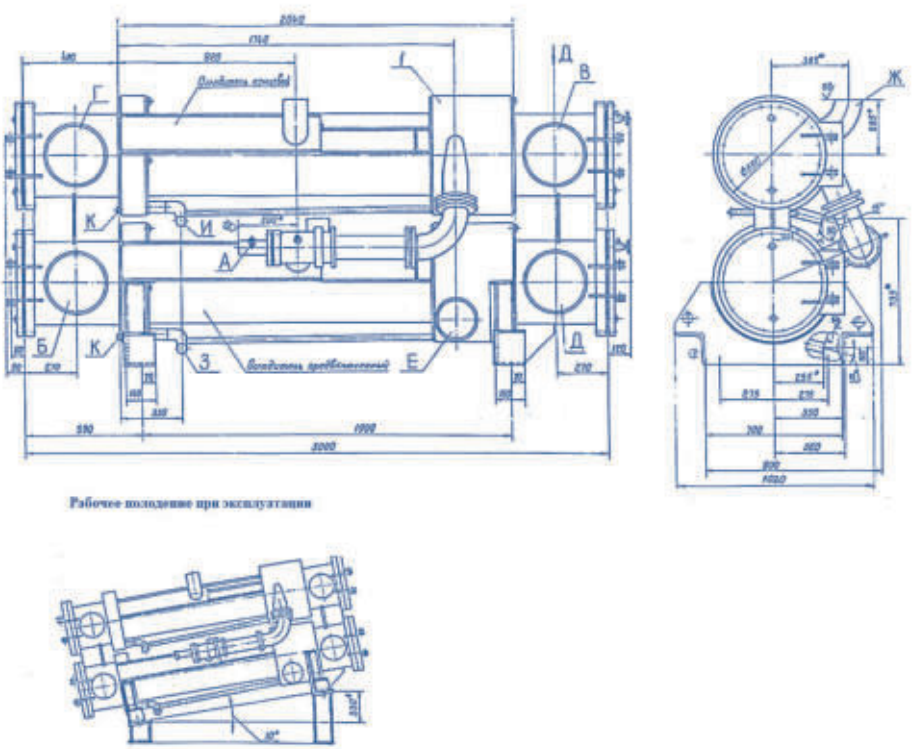


Рис. 5.16. Эжектор отсоса из уплотнений ЭПУ-0,9-1900: *А* – подвод рабочего пара; *Б*, *В* – подвод и отвод охлаждающего конденсата при последовательном включении охладителей; *Г*, *Д* – подвод и отвод охлаждающего конденсата при параллельном включении охладителей и перепуск при последовательном; *Е*, *Ж* – подвод и отвод паровоздушной смеси; *З*, *И* – отвод конденсата из предвключенного и концевого охладителей; *К* – опорожнение

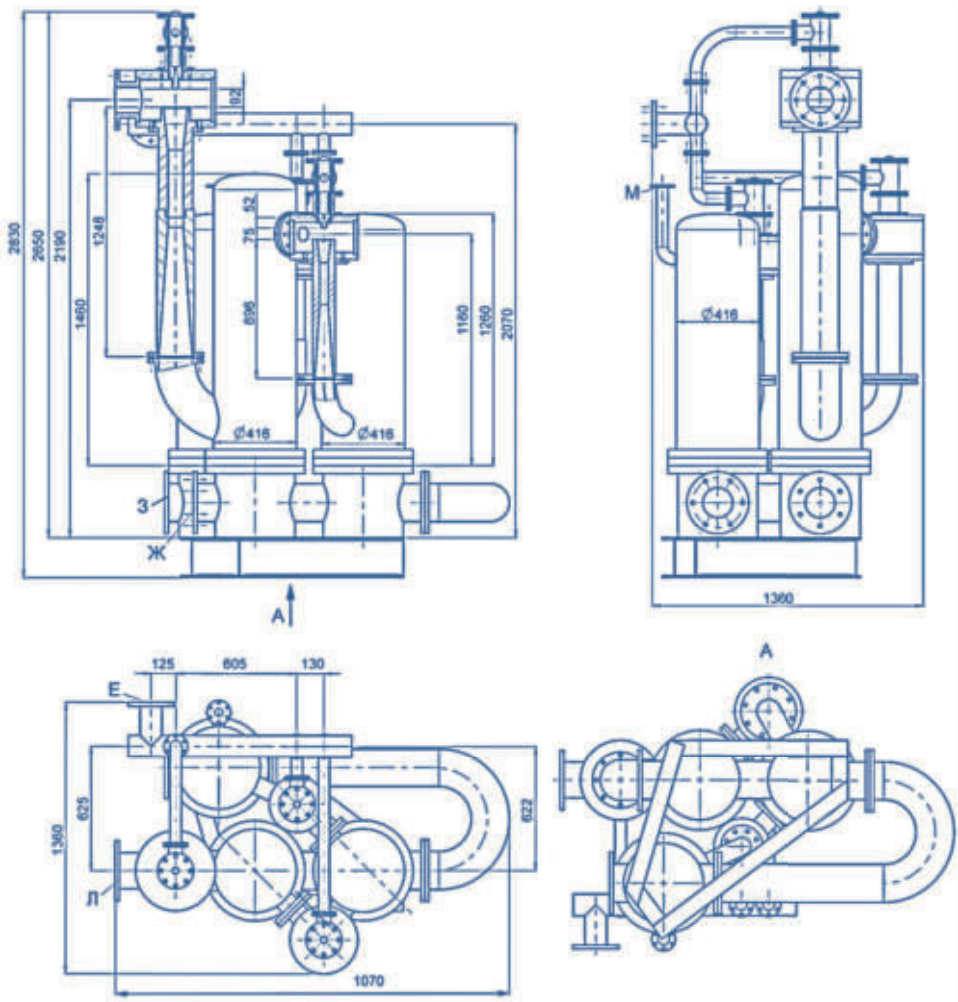


Рис. 5.17. Эжектор отсоса из уплотнений ЭПУ-0,9-500: *Е* – подвод рабочего пара; *Ж* – подвод охлаждающей воды; *З* – отвод охлаждающей воды; *Л* – подвод паровоздушной смеси; *М* – отвод паровоздушной смеси

5.4. Аппараты системы регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды

Подогреватели высокого давления (ПВД) предназначены для регенеративного подогрева питательной воды за счет теплоты пара отборов части высокого и среднего давления турбин. В тепловых схемах турбин используются ПВД производства ТКЗ с величиной поверхности теплообмена от 350 до 1200 м², рассчитанные на давление питательной воды 23 и 38 МПа и давление греющего пара от 1,4 до 6,6 МПа. В табл. 5.7 приведены основные технические характеристики ПВД.

Таблица 5.7

Поверхностные подогреватели высокого давления системы регенерации паровых турбин (изготовитель – Таганрогский котельный завод «Красный котельщик»)

Типоразмер подогревателя	Площадь поверхности теплообмена, м²			Рабочее давление, МПа (кгс/см²)		Номинальный массовый расход воды, т/ч	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа (м в. ст.)	Габаритные размеры, мм		Масса, т		Типоразмер турбины
	полная	зоны ОП	зоны ОК	воды в трубной системе	пара в корпусе					высота	Диаметр корпуса	сухого	заполненного	
ПВ-425-230-13	425	42,0	63,0	23 (230)	1,3 (13)	500	14,1	450	0,25 (25)	7390	1732	26,5	40,2	Т-110/120-130-4 Тп-100/110-90 ПТ-90/125-130/10-2
ПВ-425-230-23					2,5 (25)	550	17,6	530		6543	1740	28,3	42,0	
ПВ-425-230-35					3,7 (37)		13,3			7390	1760	32,1	45,7	
ПВ-760-230-14	760	84,5	95,0		1,4 (14)	850	29,0	500	0,15 (15,4)	8800	2280	60,7	88,3	Т-185/220-130 Р-100-130/15
ПВ-800-230-21	800		63,4		2,1 (21)		27,9		0,11 (11,3)			62,4	90,3	ПТ-140/165-130/15 Р-100-130/15
ПВ-800-230-32			31,7		3,2 (32)		22,2	475	0,12 (12)			62,7	90,0	Р-100-130/15

Типоразмер подогревателя	Площадь поверхности теплообмена, м²		Рабочее давление, МПа (кгс/см²)		Номинальный массовый расход воды, т/ч	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа (м в. ст.)	Габаритные размеры, мм		Масса, т		Типоразмер турбины
	полная	зоны ОП	воды в трубной системе	пара в корпусе					высота	Диаметр корпуса	сухого	заполненного	
ПВ-900-380-18	992	101,0	38 (380)	1,8 (18)	950	27,2	475	0,14 (14)	8860	2464	71,0	101,3	Т-250/300-240-3
ПВ-900-380-66	980			6,6 (66)		25,9	390			2520	88,3	119,0	Т-250/300-240-3
ПВ-1200-380-43	1203	125,0		4,3 (43)		46,9	335	0,18 (18)		2680	92,1	127,1	Т-250/300-240-3

Высокое давление питательной воды в трубных системах ПВД определяет ряд конструктивных особенностей этих теплообменников [23, 25, 26]. Основным типом ПВД является вертикальный коллекторный теплообменный аппарат с поверхностью нагрева из гладких труб, свитых в плоские спирали. В ПВД с поверхностью теплообмена до 850 м² применяются трубы диаметром 32 × 4 мм, а начиная с 900 м² – 32 × 5 мм. Горизонтально расположенные спирали соединены с помощью коллекторов в четыре или шесть (у ПВ-800, ПВ-900 и ПВ-1200) вертикальных колонн. Концы спиральных труб привариваются к вертикальным раздающим и собирающим коллекторам. Для организации движения пара в трубном пучке и отвода конденсата через каждые 8...10 рядов плоскостей навивки спиралей установлены горизонтальные перегородки.

На рис. 5.18 в качестве примера показан подогреватель высокого давления ПВ-1200-380-43. Присоединения для ПВД:

А – вход питательной воды;

Б – выход питательной воды;

В – вход пара;

Г – выход конденсата греющего пара (дренаж);

Д – вход питательной воды в дополнительный ОП;

К – отвод к водоуказательному прибору;

Л – отвод к дифманометру;

М – вход конденсата из ПВД высшей ступени;

Н – вход воздуха из ПВД высшей ступени.

В трубную систему этого подогревателя входят шесть коллекторных труб, три из которых распределяют и три собирают питательную воду. Соединение коллекторных труб с подводящим (*А*) и отводящим (*Б*) патрубками осуществляется в нижней части подогревателя с помощью специальных развилок и тройников. После входного патрубка поток воды разветвляется по раздающим коллекторам, в которых устанавливаются дроссельные шайбы, разделяющие потоки в зонах охлаждения конденсата (ОК) и охлаждения пара (ОП). Греющий пар подводится в корпус ПВД через паровой штуцер (*В*). Неконденсирующиеся газы отводятся в подогреватель с более низким давлением пара по специальной трубе, установленной в зоне конденсации пара (КП) над верхним днищем кожуха ОК.

Основными узлами подогревателя являются корпус и трубная система. Корпус состоит из верхней съемной части, свариваемой из цилиндрической обечайки, штампованного днища с фланцем и нижней несъемной части (днище, фланец, опора). Нижняя часть корпуса составляет единый сварной узел с трубной системой из спиральных труб с навивкой в двух плоскостях. Все элементы корпуса выполняются из качественной углеродистой стали 20К или низкоуглеродистой стали. Трубная система включает в себя плоские спиральные трубы поверхности нагрева, коллекторные трубы, перегородки, кожухи ОП и ОК. Все элементы трубной системы, работающие под давлением, изготовлены из стали 20К.

После нагрева части потока питательной воды в зоне охладителя конденсата происходит смешение его с основным потоком питательной воды. Весь поток питательной воды направляется в собирающие коллекторы, откуда одна часть его поступает в выходной патрубок непосредственно, а другая – пройдя через трубы охладителя пара.

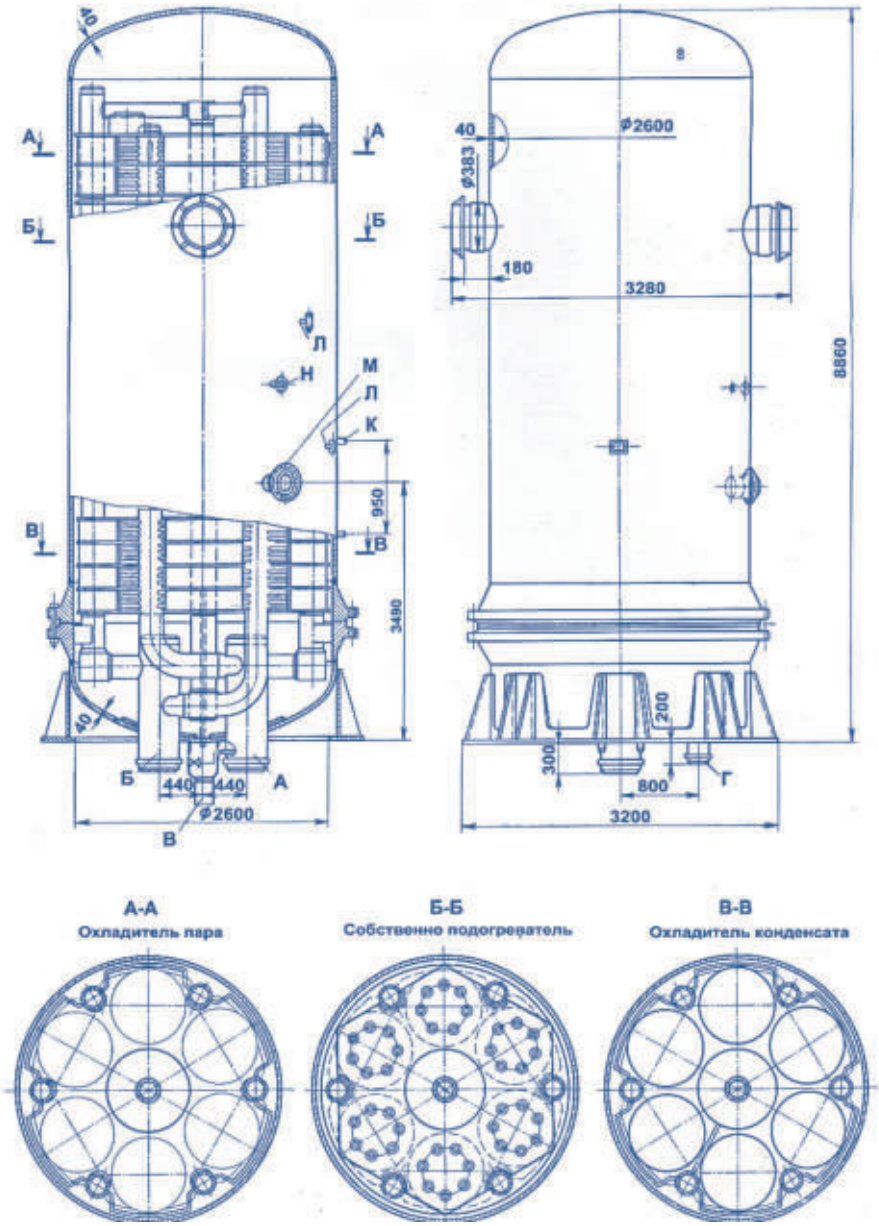


Рис. 5.18. Подогреватель высокого давления ПВ-1200-380-43

Греющий пар подводится в корпус подогревателя через паровой патрубок. При нижнем подводе паровая труба, соединяющая этот патрубок с охладителем пара, помещается в отдельном кожухе, защищающем ее от переохлаждения. Спиральные элементы теплообменной поверхности охладителя конденсата и пара располагаются в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создается направленное движение потоков пара и конденсата. В корпусе охладителя пара перегретый пар

омывает трубный пучок в несколько ходов и передает питательной воде теплоту перегрева. Из охладителя пара поток поступает в подогреватель и распределяется по всей высоте его поверхности. Конденсат пара с помощью перегородок, установленных в межтрубном пространстве, отводится за пределы трубного пучка и вдоль стенок корпуса стекает в охладитель конденсата. Над верхним днищем кожуха охладителя устанавливается специальная перфорированная труба, через которую из подогревателя отводятся неконденсирующиеся газы.

Плотность фланцевого разъема между верхней и нижней частями корпуса обеспечивается специальными мембранами (рис. 5.19), которые привариваются к фланцам корпуса, а затем свариваются между собой. При разборке аппарата наружный круговой сварной шов по торцам мембран удаляется газовой резкой или наждачным кругом. Мембранное соединение выдерживает 5…6 разборок.

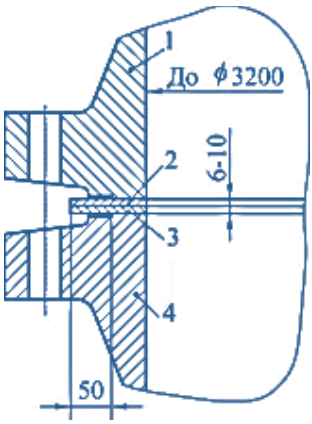


Рис. 5.19. Мембранное соединение фланцевого разъема ПВД: 1 – фланец корпуса; 2, 3 – мембраны; 4 – днище

Подогреватели низкого давления (ПНД). Поверхностные ПНД – это аппараты камерного типа, вертикального исполнения, с трубной системой из гладких *U*-, *П*-образных или прямых трубок, обычно – четырехходовые по воде, реже двух- или шестиходовые.

В настоящее время в тепловых схемах турбин используются ПНД изготовления СЗЭМ и ТКЗ с поверхностью теплообмена от 100 до 550 м², рассчитанные на давление основного конденсата 1,6 и 2,6 МПа. В табл. 5.8 приведены основные технические характеристики ПНД.

Давление нагреваемого основного конденсата в ПНД определяется напором конденсатных насосов. В соответствии с отраслевыми стандартами для ТЭС рабочее давление воды составляет 3,2 МПа, а пара – не более 1 МПа.

На рис. 5.20 показан подогреватель низкого давления ПН-400-26-7-II, основные конструктивные особенности которого сохраняются в подогревателях ПН-400-26-2-IV, ПН-400-26-8-V, а также ПН-100-16-4-III, ПН-130-16-10-II, ПН-250-16-7-II, ПН-250-16-7-III, ПН-250-16-7-IV.

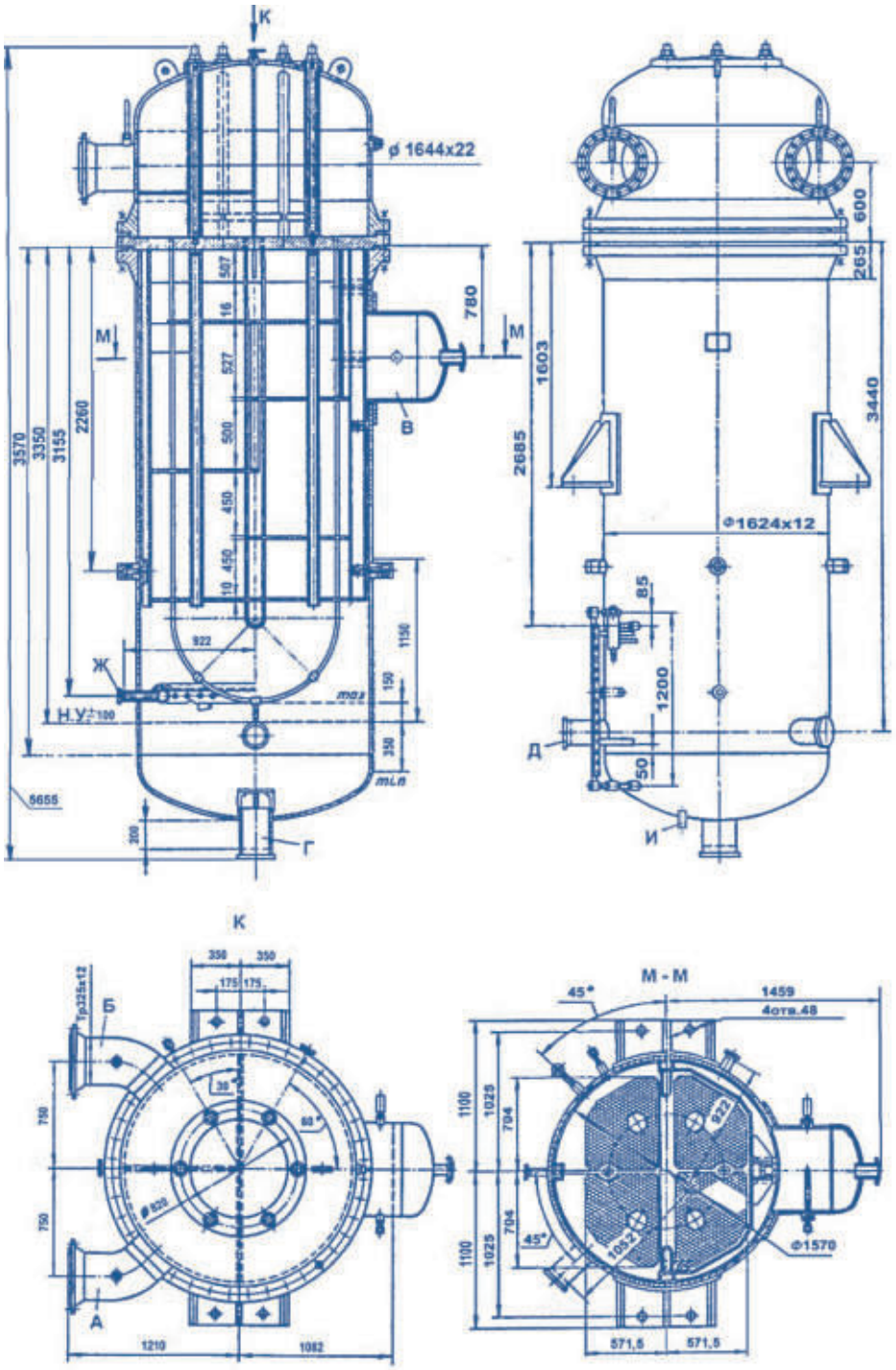


Рис. 5.20. Подогреватель низкого давления ПН-400-26-7-II

Таблица 5.8

Поверхностные подогреватели низкого давления системы регенерации

Типоразмер подогревателя	Площадь поверхности теплообмена, м²			Рабочее давление, МПа (кгс/см²)		Номинальный массовый расход воды, т/ч	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа (м в. ст.)	Габаритные размеры, мм		Масса, т		Типоразмер турбины	Число подогревателей на одну турбину	Завод изготовитель ПНД
	полная	зоны ОП	зоны ОК	воды в трубной системе	пара в корпусе					высота	диаметр корпуса	сухого	заполненного			
ПН-100-16-4-IIIсв	100	—	—	1,6 (16)	0,4 (4)	260	1,6 (1,4)	240	0,03 (3,0)	3645	1020	3,4	5,6	Т-110/120-130-4	1	СЗЭМ
ПН-130-16-10-II	130	—	—	1,6 (16)	1,0 (10)	230	7,3 (6,3)	400	0,09 (9,0)	4680	1020	3,9	7,0	ПТ-90/100-130/13	2	СЗЭМ
ПН-200-16-7-II	200	—	—	1,6 (16)	0,7 (7)	350	10,2 (8,8)	240	0,07 (7,0)	4500	1224	5,2	9,6	Т-110/120-130-4	2	СЗЭМ
ПН-250-16-7-IIсв	250	—	—	1,6 (16)	0,7 (7)	400	11,6 (10,0)	425	0,042 (4,2)	5588	1224	6,7	12,1	ПТ-140/165-130/15	2	СЗЭМ
ПН-250-16-7-IIIсв	250	—	—	1,6 (16)	0,7 (7)	400	11,6 (10,0)	400	0,1 (10,0)	5275	1224	6,8	11,7	Т-110/120-130-4	1	СЗЭМ
ПН-250-16-7-IVсв	250	—	—	1,6 (16)	0,7 (7)	400	11,6 (10,0)	400	0,1 (10,0)	5275	1224	6,5	11,4	Т-110/120-130-4	3	СЗЭМ
ПН-350-16-7-I	352	24	—	1,6 (16)	0,7 (7)	575	24,0 (20,6)	400	0,058 (5,8)	5827	1424	10,2	17,6	ПТ-140/165-130/15	1	СЗЭМ
ПН-350-16-7-II	351	—	29	1,6 (16)	0,7 (7)	575	17,1 (14,7)	400	0,054 (5,4)	5827	1424	10,8	17,4	ПТ-140/165-130/15	1	СЗЭМ
ПН-400-26-7-I	478	98	—	2,6 (26)	0,7 (7)	750	20,9 (18,0)	400	0,1 (10,0)	6043	1624	13,7	23,4	Т-250/300-240-3	1	СЗЭМ

Типоразмер подогревателя	Площадь поверхности теплообмена, м²			Рабочее давление, МПа (кгс/см²)		Номинальный массовый расход воды, т/ч	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа (м в. ст.)	Габаритные размеры, мм		Масса, т		Типоразмер трубины	Число подогревателей на одну турбину	Завод изготовитель ПНД
	полная	зоны ОП	зоны ОК	воды в трубной системе	пара в корпусе					высота	Диаметр корпуса	сухого	заполненного			
ПН-400-26-7-II	400	—	—	2,6 (26)	0,7 (7)	750	26,7 (23,0)	400	0,045 (4,5)	5655	1624	12,3	21,9	ПТ-140/165-130/15 Т-250/300-240-3	2 3	СЗЗМ
ПН-400-26-2-IV	400	—	—	2,6 (26)	0,2 (2)	750	15,7 (13,5)	300	0,045 (4,5)	5655	1624	12,5	23,1	Т-250/300-240-3	1	СЗЗМ
ПН-400-26-8-V	400	—	—	2,6 (26)	0,8 (8)	750	26,8 (23,0)	400	0,045 (4,5)	5655	1624	12,3	21,8	ПТ-140/165-130/15	2	СЗЗМ
ПН-550-26-7-I нж	580	—	—	2,6 (26)	0,7 (7)	780	23,8 (20,5)	370	0,051 (5,1)	6450	1632	18,2	31,8	Тп-185/220-130	1	ТКЗ
ПН-550-26-8-IIнж	580	—	2 8	2,6 (26)	0,7 (7)	780	26,3 (22,6)	320	0,051 (5,1)	6730	1632	19,0	33,1	Тп-185/220-130	1	ТКЗ
ПН-550-26-7-IIIнж		—	—	2,6 (26)	0,7 (7)	660	31,6 (27,2)	330	0,041 (4,1)	6450	1632	18,3	32,0	Тп-185/220-130	1	ТКЗ

Присоединения для ПНД:

А – вход питательной воды (основного конденсата);

Б – выход питательной воды (основного конденсата);

В – вход греющего пара;

Г – выход конденсата (дренажа);

Д – подвод конденсата (дренажа);

Ж – отвод парогазовой смеси;

И – отвод к указателю уровня.

Поверхность нагрева этого подогревателя включает 1452 *U*-образные трубки, концы которых развальцованы в трубной доске, установленной между фланцами водяной камеры и корпуса. К водяной камере приварены патрубки подвода и отвода основного конденсата (*А* и *Б*). Внутри водяной камеры размещены анкерные болты для укрепления трубной доски и передачи части веса трубной системы на крышку корпуса. Там же устанавливаются перегородки для разделения потока воды на четыре хода.

Подвод греющего пара осуществляется через паровой патрубок (*В*), против которого установлен отбойный щит, связанный с каркасом трубного пучка. Для улучшения условий передачи теплоты в корпусе установлены перегородки, обеспечивающие трехходовое поперечное движение пара. Отвод конденсата греющего пара (*Г*) производится из нижней части корпуса. Из зоны на уровне конденсата греющего пара через перфорированную полукольцевую трубу осуществляется отвод неконденсирующихся газов и воздуха (*Ж*). Для контроля уровня конденсата и его регулирования в корпусе в нижней части аппарата имеются штуцеры присоединения водоуказательного прибора и импульсных трубок регулятора. Обычно уровень конденсата в корпусе ПНД не превышает 1000 мм. К недостаткам конструкции этого подогревателя следует отнести возможность заливания конденсатом нижних рядов трубок и ввод конденсата греющего пара из вышестоящих подогревателей через перфорированную трубу под уровень конденсата, что затрудняет удаление из корпуса неконденсирующихся газов и вызывает колебание уровня воды в нем.

На рис. 5.21 показан подогреватель низкого давления ПН-550-26-7-I, конструкция которого идентична конструкциям подогревателей ПН-550-26-7-III и ПН-550-26-7-IV, а также ПН-350-16-7-I, ПН-350-16-7-II, ПН-350-16-7-III, ПН-550-26-7-II.

Основными особенностями конструкции этой группы аппаратов являются: размещение в центральной части трубного пучка поверхности нагрева первого-второго, а по периферии – третьего-четвертого ходов основного конденсата; наличие в паровом пространстве перегородок типа «диск – кольцо», применение в аппаратах с поверхностью теплообмена свыше 500 м² пучков трубок с П-образными гибами и наличие в верхней части корпуса наружной пароraспределительной камеры; наличие в зоне конденсации пара устройств для сбора и отвода конденсата и осуществление мер по ликвидации холостых протечек пара. Подогреватель ПН-550-26-7-I имеет встроенный ОП, в котором организован четвертый ход воды. К корпусу подогревателя приваривается технологическая обечайка с трубной доской, где завальцованы концы трубок из нержавеющей стали

08Х18Н10Т. Трубная система подогревателя размещена в плотно облегающем цилиндрическом кожухе для устранения холостых протечек пара. Нижняя часть кожуха приваривается по всему периметру к нижней промежуточной перегородке пучка. Верхняя часть кожуха со стороны патрубка входа пара приварена к трубной доске, а с противоположной стороны – ко второй сверху направляющей перегородке. Направляющие перегородки по периферии имеют буртик. На уровне перегородок типа «кольцо» в трубах корпуса выполнены окна, через которые накапливающийся конденсат сливается в нижнюю часть корпуса. К нижней части направляющей перегородки приварен стакан, с помощью которого образуется гидрозатвор, предотвращающий холостые перетечки пара и предохраняющий от опасного повышения скорости пара в пучке при значительном увеличении тепловой нагрузки.

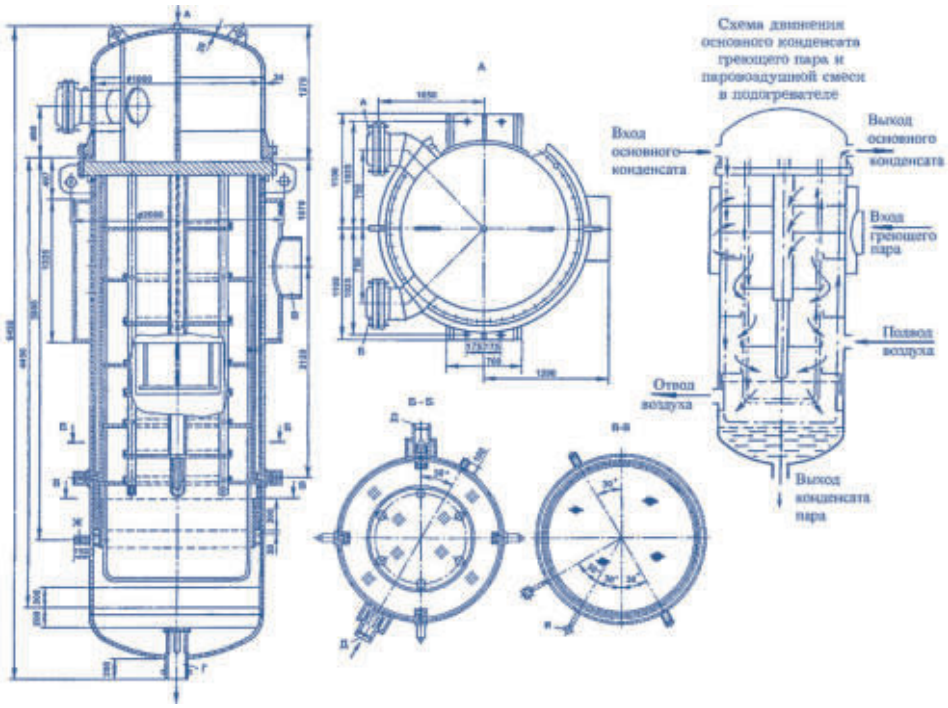


Рис. 5.21. Подогреватель низкого давления ПН-550-26-7-I

Основной конденсат через патрубок *А* поступает в центральную зону водяной камеры, а из нее – в трубки поверхности первого хода. Греющий пар из пароraспределительного короба через отверстия в корпусе и окно в кожухе (напротив патрубка входа пара) направляется к трубкам четвертого хода, выполняющим функцию встроенного ОП. Это позволяет эффективно использовать теплоту перегрева пара и повысить температуру потока основного конденсата на 1,5…2,0 °С.

Подогреватели сальниковые (ПС) представляют собой теплообменники поверхностного типа, на наружной поверхности трубок которых происходит конденсация пара, поступающего из промежуточных камер уплотнений турбины.

По водяной стороне ПС чаще всего включены в линию основного конденсата, что позволяет использовать в них *U*- или *П*-образные трубки. В ПС производства УТЗ, работающих на основном конденсате и иногда – на сетевой воде, установлены прямые трубки, а компенсация температурных расширений производится за счет компенсатора на корпусе теплообменника. В табл. 5.9 приведены основные технические характеристики СПУТЗ [23, 25, 26].

Таблица 5.9

Технические характеристики подогревателей сальниковых

Типоразмер подогревателя	Поверхность теплообмена,	Материал трубок	Диаметр трубок, мм	Число ходов по воде	Расход охлаждающей воды (основного конденсата), м³/ч	Давление пара, расчетное избыточное МПа (кгс/см²)	Максимальное расчетное гидравлическое сопротивление, МПа (м вод.ст.)	Тип турбины
ПС-100-3	100	латунь	16 × 0,75	4 /8	80...300	0,25 (2,5)	0,05 (0,5) 0,1 (1,0)	Р-100-130/15
ПС-200-0,5-11,4	100	нерж. сталь или латунь	19×0,8	1	2000...4000	0,050 (0,5)	0,014 (0,14)	Т-185/210-130
ПС-250-0,5-30	250		19×0,8	4	250...500		0,069 (0,7)	Т-250/300-240
ПС-250-0,5-11,4	250		19×1	4	250...520		0,069 (0,7)	Т-295/330-240

На рис. 5.22 представлен подогреватель ПС-100-3 конструкции УТЗ. Подогреватели ПС-100-2 и ПС-100-3 представляют собой вертикальные кожухотрубные теплообменники. Поверхность охлаждения составляет 100 м² и образована прямыми латунными трубками диаметром 16 мм, толщиной стенки 0,75 мм, завальцованными с обоих концов в трубные доски. К трубным доскам на фланцах присоединены верхняя и нижняя водяные камеры. Корпус имеет температурный компенсатор.

Поскольку аппарат предназначен для работы с резко различающимися расходами охлаждающей воды, входная и поворотная камеры подогревателя выполнены так, что при охлаждении его водой с низкой температурой (36 °С – техническая вода) он может работать как восьмиходовой, а при охлаждении водой более высокой температуры (обессоленная вода и конденсат) – как четырехходовой, что обеспечивается соответствующими схемами трубопроводов. Во всех случаях давление пара в ПС поддерживается около 0,09 МПа (0,9 кгс/см²), для чего производится отвод паровоздушной смеси в расширитель конденсатора.

Подогреватели сальниковые ПС-200-0,5-11,4 (рис. 5.24) и ПС-250-0,5-11,4 (рис. 5.23) выполнены горизонтальными и по конструкции близки к подогревателям сетевой воды, выпускаемым УТЗ. В аппаратах применены прямые трубки диаметром 19 мм с толщиной стенки 0,8 мм из стали 08Х18Н10Т. Концы трубок завальцованы в трубных досках. Для компенсации температурных перемещений на корпусах аппаратов имеются линзовые компенсаторы. Трубные доски приварены к корпусу.

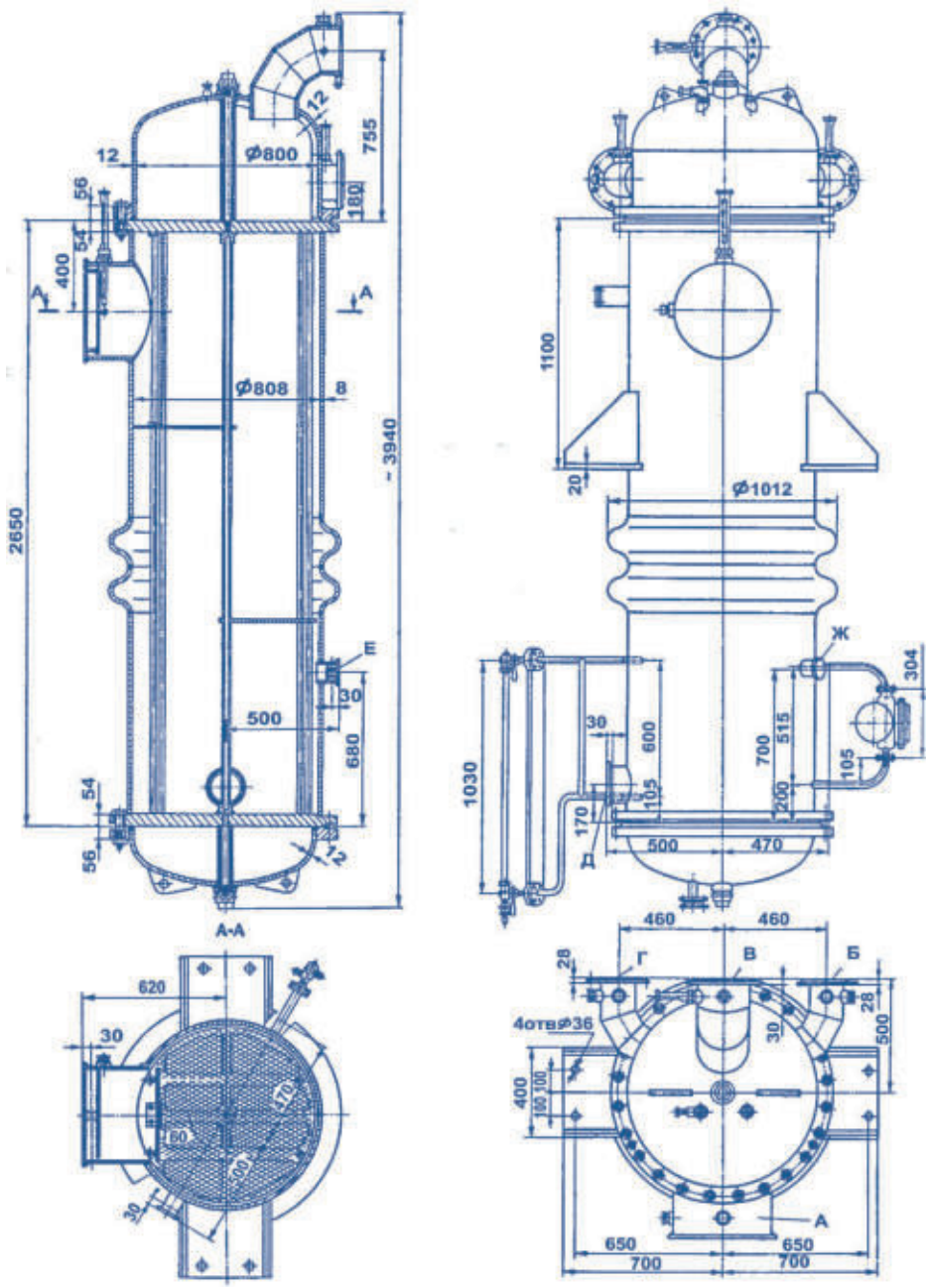


Рис. 5.22. Подогреватель сальниковый ПС-100-3: *А* – подвод паровоздушной смеси; *Б* – отвод охлаждающей воды (четыре или восемь ходов); *В* – подвод охлаждающей воды (четыре хода); *Г* – отвод охлаждающей воды (четыре или восемь ходов); *Д* – слив конденсата греющего пара; *Е* – отсос воздуха

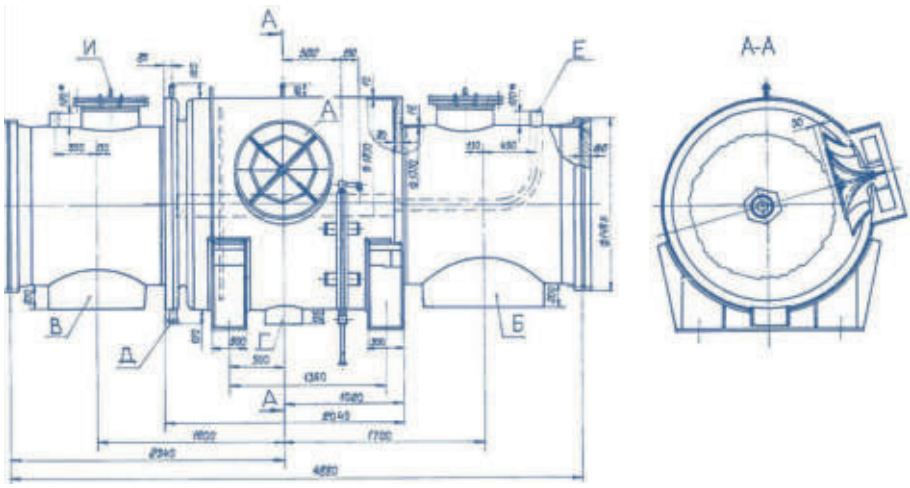


Рис. 5.23. Подогреватель сальниковый ПС-200-0,5-11,4: *А* – подвод пара; *Б* – подвод охлаждающей воды; *В* – отвод охлаждающей воды; *Г*, *Д* – отвод конденсата греющего пара; *Е* – отвод паровоздушной смеси; *и* – отвод воздуха из водяного пространства

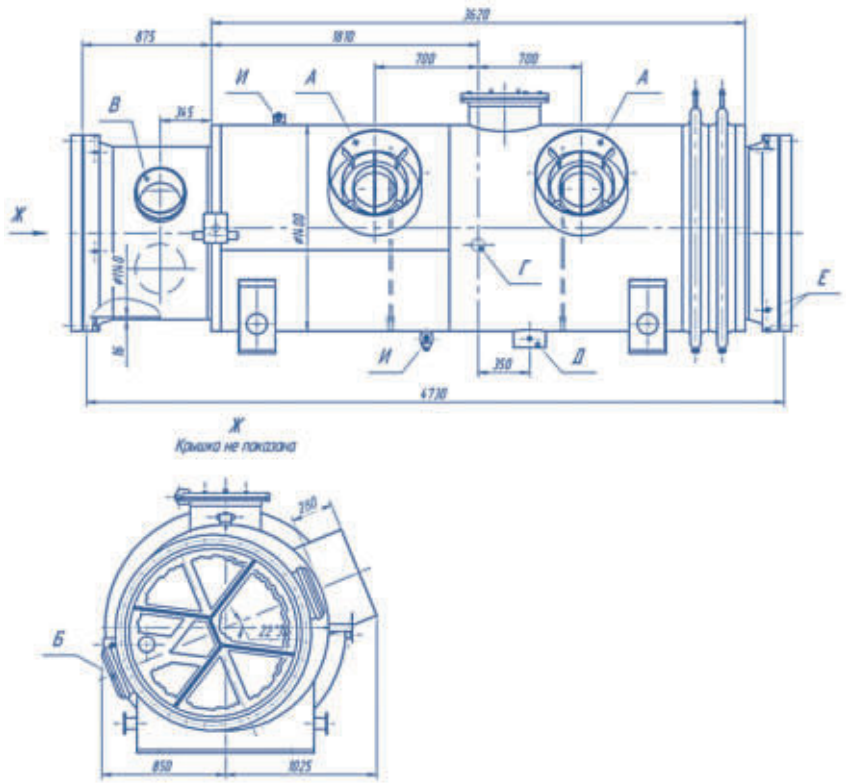


Рис. 5.24. Подогреватель сальниковый ПС-250-0,5-11,4: *А* – подвод пара; *Б* – подвод основного конденсата; *В* – отвод основного конденсата; *Г* – отвод паровоздушной смеси; *Д* – отвод конденсата греющего пара; *Е* – дренаж; *И* – отвод к водоуказательному прибору

Подогреватель сальниковый ПС-200-0,5-11,4 – одноходовой, предназначен для работы на сетевой воде, в настоящее время именно им комплектуются тепловые схемы турбин завода.

Пар к подогревателю ПС-250-0,5-11,4 подводится через два цилиндрических патрубка. Для обеспечения равномерного распределения пара по длине и глубине трубного пучка в паровых патрубках установлено по два концентрических рассекателя; на входе паровоздушной смеси в пучок имеется раздающая камера, выполненная в виде симметричного клинового коллектора. Крышки водяных камер выполнены съемными. Аппарат изготавливается для работы на основном конденсате в четыре хода. Подогреватель поставляется с указателем уровня конденсата в корпусе.

5.5. Деаэрационная установка

Деаэрационные колонки повышенного давления, входящие в состав тепловых схем паровых турбин, относятся к струйно-барботажному типу и устанавливаются непосредственно на деаэраторных баках. Технические характеристики этих деаэраторов, изготовленных ПО «Сибэнергомаш» (г. Барнаул), представлены в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Характеристики деаэраторных колонок повышенного давления

Характеристика	Типоразмер		
	ДП-225-7	ДП-500М-2	ДП-1000
Номинальная производительность, т/ч	225	500	1000
Рабочее давление, МПа	0,59	0,59; 0,69	0,69
Рабочая температура, °С	158,08	158,08; 164,17	164,17
Максимальное давление (при срабатывании предохранительных клапанов), МПа	0,725	0,850	0,850
Пробное гидравлическое давление, МПа	0,90	1,00	1,00
Подогрев воды, °С	10...40	10...40	10...40
Объем, м³	8,0	8,5	17,0
Диаметр, мм	1826	2032	2432
Высота, мм	3870	3625	4190
Масса колонки, заполненной водой, т	3,285	3,900	7,000
Количество колонок деаэратора	1	1	1
Полезная емкость комплектующего бака-аккумулятора, м³	65	65; 100; 120	65; 100

На рис. 5.25 [23] приведена конструктивная схема деаэрационной колонки ДП-500 (ДП-225). Колонки ДП-500 и ДП-225 аналогичны по конструкции и имеют барботажное устройство в нижней части.

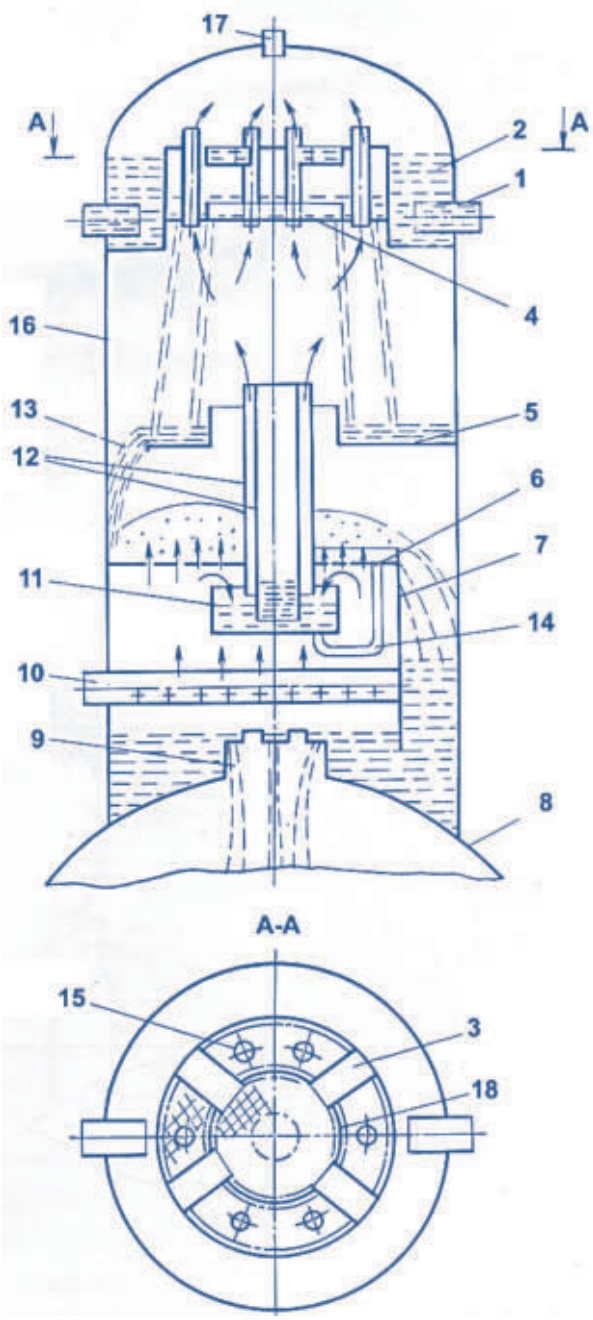


Рис. 5.25. Принципиальная схема колонки струйно-барботажного деаэратора ДП-500

Деаэрационная колонка *16*, установленная на баке-аккумуляторе *8*, содержит подводящие штуцеры *1*, смесительное устройство *2*, перфорированную тарелку *4*, водоперепускной лист *5* и барботажное устройство, состоящее из перфорированного листа *6*, пароперепускных труб *12* и перегородки *7*. Основной конденсат и химически обессоленная вода направляются в смесительно-распределительное устройство *2* и через лотки *3* сливаются на перфорированную тарелку *4*, разделенную на две зоны перегородкой *18*. При нагрузке до 30 % от номинальной в работе находится внутренняя зона перфорации, а при большей нагрузке – обе зоны. Через отверстия тарелки вода сливается струями на перепускной лист *5*, а с него – через сегментное отверстие *13* на барботажное устройство.

При движении воды по барботажному листу она обрабатывается паром, проходящим через перфорацию листа. В конце барботажного листа находится сливная щель между перегородкой *7* и корпусом колонки. Горловина бака *9* и перегородка *7* образуют гидрозатвор, препятствующий проходу пара мимо барботажного устройства. Затем вода сливается через горловину *9* в бак-аккумулятор. Пар, поступающий под барботажный лист, подается через коллектор *10*.

Площадь перфорации барботажного листа принята такой, что при минимальной нагрузке деаэратора под листом образуется паровая подушка. С увеличением нагрузки деаэратора и расхода пара давление в подушке и ее высота увеличиваются. При этом в работу включаются сначала наружная, а затем и внутренняя пароперепускные трубы *12*, по которым в обвод барботажного листа избыточный пар отводится в струйный отсек.

Нижние концы пароперепускных труб погружены в поддон *11* и образуют гидрозатвор, который заполняется автоматически при уменьшении расхода пара подачей части воды через водоперепускные трубы *14*, соединяющие поддон с концом барботажного листа. Пар, пройдя горловину перепускного листа, подогревает воду в струйном отсеке, а несконденсировавшаяся его часть через патрубки *15* попадает в верхнюю часть колонки. Выпар отводится через штуцер *17*.

На рис. 5.26 представлена конструкция струйно-барботажного деаэратора ДП-1000. Основное отличие этой колонки от конструкции деаэратора ДП-500 заключается в том, что перфорированная тарелка расположена под водосмесительным устройством, а не совмещена с ним, как в конструкции деаэраторной колонки ДП-500. Перепуск пара помимо барботажного листа осуществляется одной трубой, а вода с барботажного листа сливается в нижнюю часть колонки через водосливные трубы.

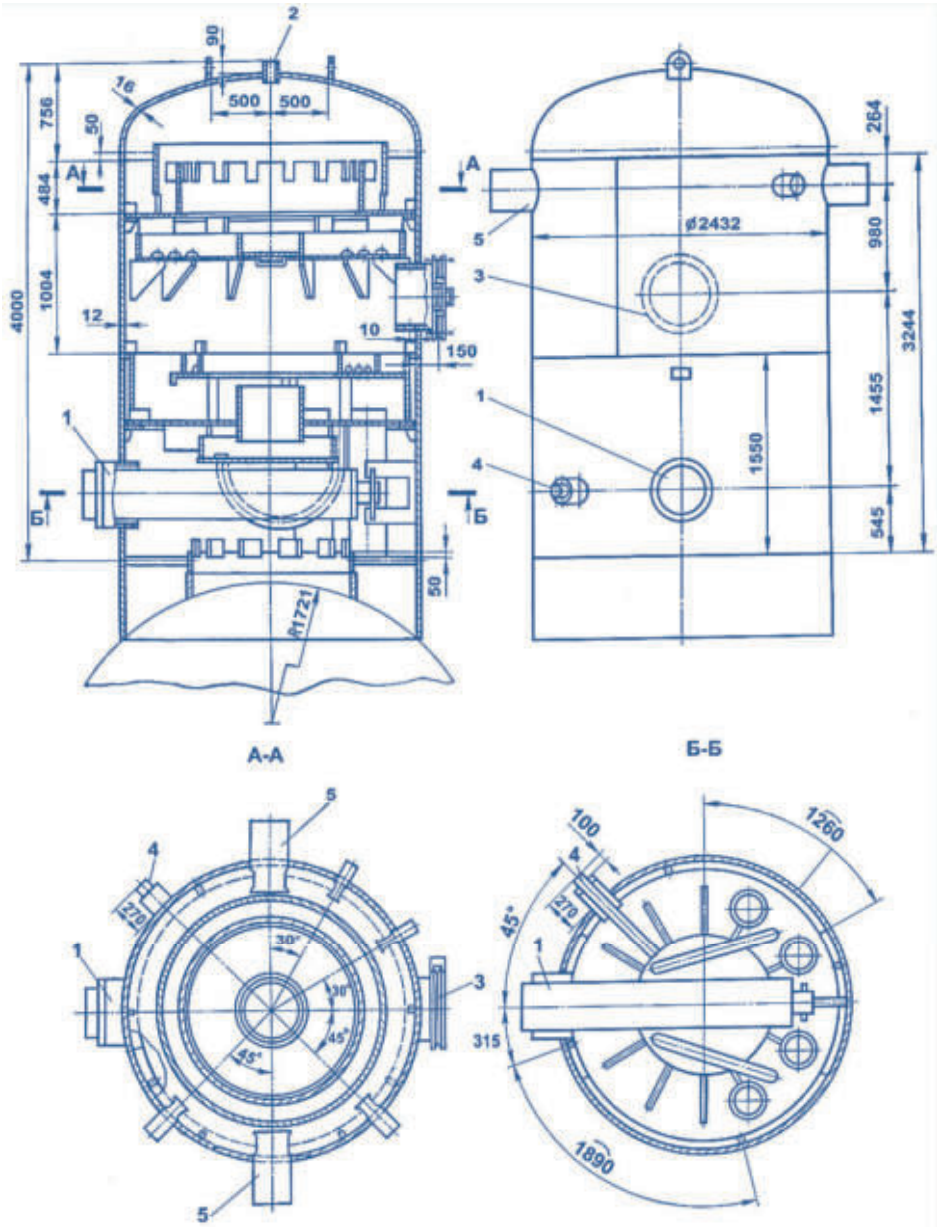


Рис. 5.26. Деаэратор ДП-1000: 1 – патрубок подвода греющего пара; 2 – штуцер отвода выпара; 3 – люк; 4 – штуцер подвода пара от штоков клапанов; 5 – патрубок подвода основного конденсата

Аккумуляторные баки применяемых в схемах паровых турбин деаэраторов предназначены для окончательной деаэрации и создания аварийного запаса питательной воды; баки имеют полезную емкость 65...120 м^3.

Запас воды в баках деаэраторов блочных установок должен обеспечивать питание котлов при полной нагрузке в течение 3,5 мин, а на неблочных ТЭС – 7 мин. Суммарный запас воды в баках должен обеспечивать изменение массового

заполнения парогенераторов в диапазоне нагрузок от максимальной до нулевой и отвод остаточных тепловыделений в течение 30 мин. Наружный диаметр для всех деаэраторных баков принят равным 3442 мм при толщине стенки 16 мм.

На рис. 5.27 представлен деаэраторный бак вместимостью 120 м³ для деаэратора ДП-500М. Это – горизонтальный сосуд цилиндрической формы, устанавливаемый на двух катковых опорах со средним неподвижным упором между ними. Бак предназначен для создания резерва питательной воды и компенсации небаланса между расходом питательной воды в котлы и основного конденсата турбины с учетом добавочной воды; кроме того, в баке-аккумуляторе происходит также удаление оставшихся в воде коррозионно-агрессивных и инертных газов.

Деаэрированная вода подводится в бак из деаэрационной колонки, расположенной по центру бака. В нижней части бака имеется штуцер *2* для его опорожнения. Внутри деаэраторного бака установлено переливное устройство, воронка которого находится на отметке максимально допустимого уровня воды от оси бака.

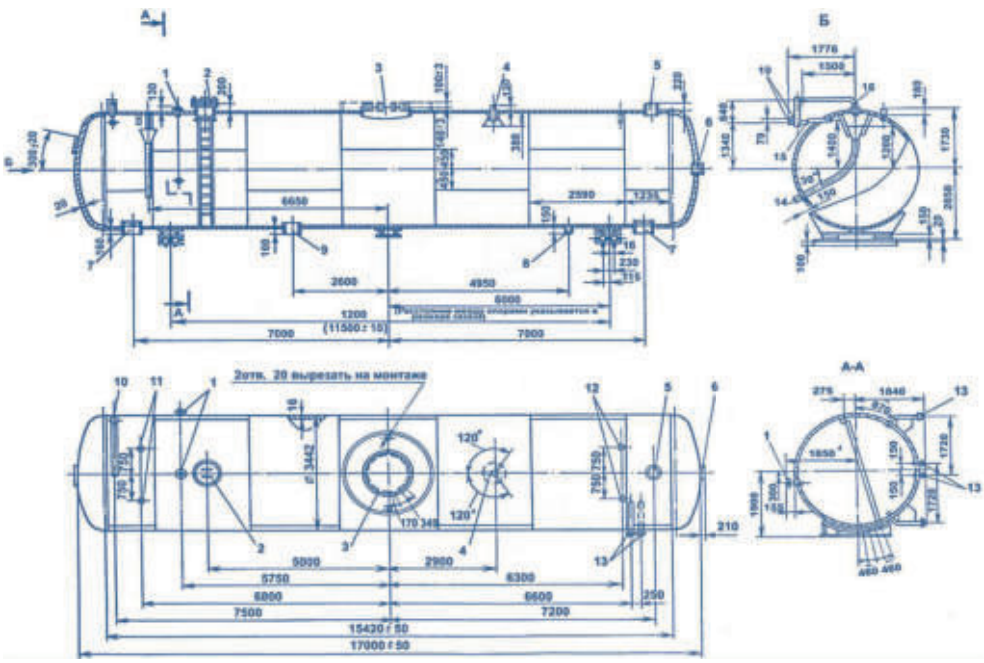


Рис. 5.27. Бак-аккумулятор вместимостью 120 м³ для деаэратора ДП-500М: 1 – отвод к импульсному регулятору уровня; 2 – люк; 3 – горловина слива воды из колонки; 4 – повод конденсата ПВД; 5 – штуцер к уравнительному трубопроводу; 6 – штуцер технологический; 7 – штуцер расходный; 8 – дренаж; 9 – штуцер к уравнительному трубопроводу; 10 – штуцер к импульсному регулятору перелива; 11 – штуцер резервный; 12 – штуцер для трубопровода разгрузки питательных насосов; 13 – отвод к водоуказательному прибору; 14 – штуцер для регулятора перелива; 15, 16 – отвод к бачку забора импульса

Основные характеристики деаэраторных баков приводятся в табл. 5.11.

Таблица 5.11

Характеристики деаэраторных баков повышенного давления

Характеристика	Типоразмер бака		
	БДП-65-1	БДП-100-1	БДП-120-1
Типоразмер деаэратора	ДП-225 ДП-500	ДП-1000 ДП-500	ДП-500
Емкость, м³: геометрическая полезная	 78,0 65	 (113,0) 118,0 100	 150,0 120
Максимальная длина, мм	9100	13500	17000
Наружный диаметр, мм	3442	3442	3442
Толщина стенки, мм	16	16	16
Масса, т	16,95	23,95	28,60
Рабочее давление, МПа	0,70	0,70	0,70
Рабочая температура, °С	164,00	164,00	164,00
Предел повышения давления при работе предохранительных клапанов, МПа	0,850	0,850	0,850

Примечание. Числа в типоразмере обозначают полезную вместимость бака и количество колонок, устанавливаемых на баке, соответственно.

Охладители выпара предназначены для конденсации пара из парогазовой смеси, отводимой из деаэратора, а также утилизации теплоты этого пара. Для деаэраторов повышенного давления с одной колонкой на деаэраторном баке устанавливаются индивидуальные выносные охладители выпара (на каждый деаэратор).

Охладители выпара для деаэраторов повышенного давления производства ПО «Сибэнергомаш» (г. Барнаул) представляют собой вертикальный прямотрубный теплообменный аппарат с плавающей нижней водяной камерой и конденсатосборником. Трубки, изготовленные из нержавеющей стали, латуни ЛО 70-1 или сплава МНЖ 5-1, развальцованы в трубных досках. Охлаждающая вода подается в соответствующий отсек верхней водяной камеры и, пройдя последовательно два хода трубной системы, возвращается в другой отсек верхней водяной камеры. В качестве охлаждающей воды используются основной конденсат или добавочная вода после деаэраторов атмосферного давления. Выпар поступает в верхнюю часть корпуса аппарата, омывая снаружи трубную систему. Конденсат выпара поступает в сборник конденсата, откуда отводится в дренажные баки или в деаэратор атмосферного давления. Неконденсирующиеся газы удаляются через штуцер в нижней части охладителя.

На рис. 5.28 представлена принципиальная конструкция вертикального охладителя выпара типа ОВП-18, комплектующего деаэраторы, работающие в составе тепловых схем паровых турбин, а в табл. 5.12 приводятся технические характеристики и основные размеры охладителей выпара.

Ввиду высокого содержания в выпаре коррозионно-агрессивных газов для трубной системы используются соответствующие материалы: нержавеющая сталь, латунь ЛО 70-1 (ГОСТ 15527–2004) или сплав МНЖ 5-1 (ГОСТ 492–2006). Наиболее часто для охладителей выпара выбираются трубки с наружным диаметром 16 мм и толщиной стенки 1,0…1,2 мм.

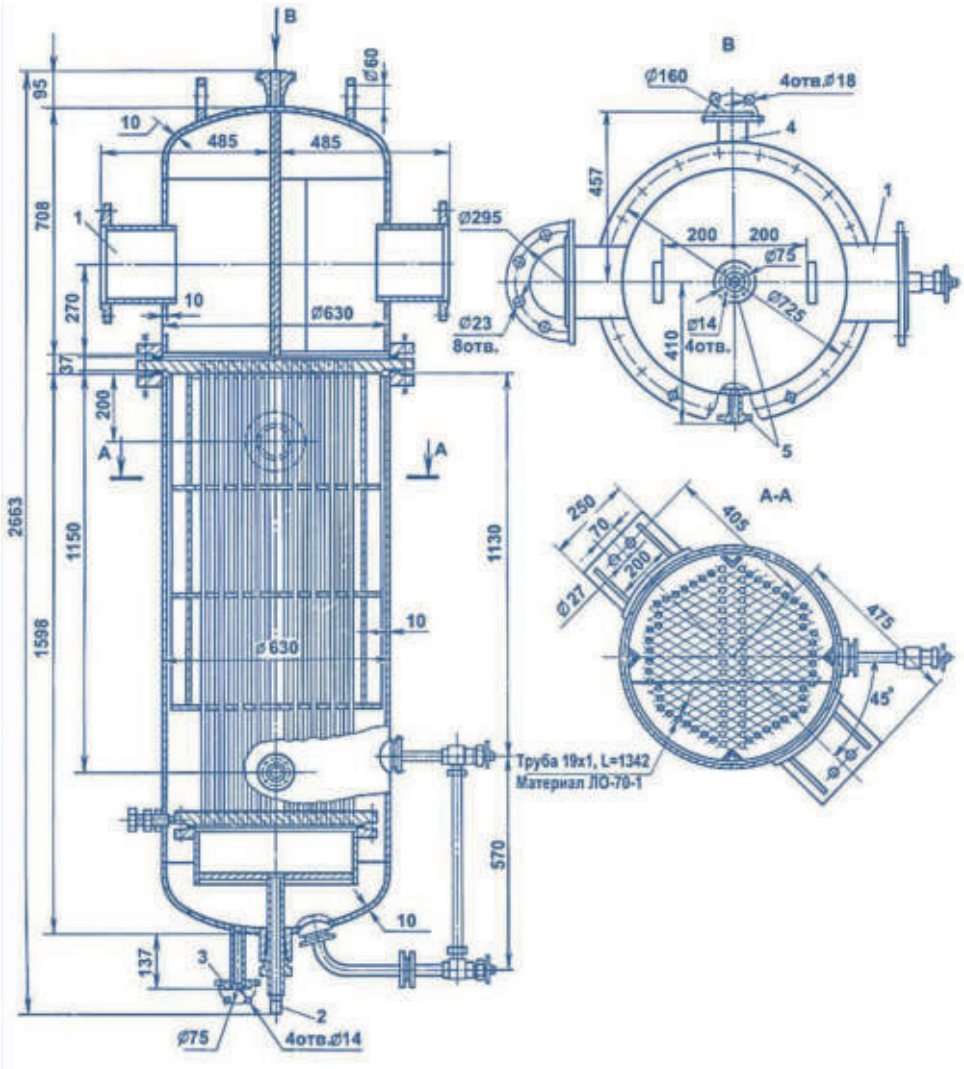


Рис. 5.28. Вертикальный охладитель выпара ОВП-18: 1 – вход и выход охлаждающей воды; 2 – слив воды; 3 – слив конденсата; 4 – вход выпара; 5 – выход воздуха

Таблица 5.12

Технические характеристики охладителей выпара деаэраторов повышенного давления

Характеристика	Типоразмер охладителя	
	ОВП-18	ОВП-28
Поверхность теплообмена, м²	18	28
Рабочее давление, МПа:		
в корпусе	0,7	0,4
в трубной системе	1,0	0,9
Рабочая температура, °С:		
в корпусе	172	164
в трубной системе	–	122; 151*
Давление пробное при гидроиспытании, МПа:		
в корпусе	0,9	0,9
в трубной системе	1,3	1,2
Масса, т:	1,07	1,86
Максимальная высота, мм	2663	2550
Наружный диаметр корпуса, мм	650	920
Толщина стенки корпуса, мм	10	10
Емкость, м³:		
корпуса	0,350	0,623
трубной системы	0,350	0,200

** Температуры на входе и выходе аппарата соответственно.*

5.6. Подогреватели сетевой воды

Качество сетевой воды, прокачиваемой через поверхности нагрева подогревателей сетевой воды, значительно ниже качества конденсата пара турбин, поэтому, несмотря на предварительную обработку, в сетевой воде могут присутствовать продукты коррозии, соли жесткости и другие примеси. Попадание сетевой воды в конденсат греющего пара недопустимо, поэтому сетевые подогреватели выполняются только поверхностного типа.

Подогреватели сетевой воды являются составной частью теплофикационной паротурбинной установки. Теплопроизводительность сетевых подогревателей теплофикационных турбин выбирается по тепловому потреблению, параметрам пара в теплофикационных отборах и расчетным параметрам воды в теплосети. Тепловая мощность подогревателей выбирается такой, чтобы при отключении одного из них остальные могли обеспечить не менее 80 % максимальной тепловой нагрузки. На каждую турбину или блок устанавливаются, как правило, два основных подогревателя.

Обеспечение высокой плотности подогревателей сетевой воды является важной задачей конструирования, поскольку в качестве греющей среды может использоваться пар с давлением ниже барометрического, что требует применения воздухоотсасывающих устройств для удаления неконденсирующихся газов из

парового пространства подогревателей либо отвода паровоздушной смеси в конденсатор.

Конструкция аппаратов должна давать возможность компенсации температурных расширений, для этой цели корпуса горизонтальных подогревателей снабжены линзовыми компенсаторами.

В состав отопительных установок крупных теплофикационных турбин УТЗ входят горизонтальные подогреватели сетевой воды, уникальная конструкция которых разработана этим же заводом. Величина поверхности теплообмена ПСГ находится в диапазоне 800…5000 м². Применение горизонтальных подогревателей сетевой воды в составе современных крупных теплофикационных турбин обеспечивает более удобную компоновку подогревателей в машинном зале и сокращение длины подводящих трубопроводов отборов пара от турбин.

На рис. 5.29 показана конструкция горизонтального подогревателя ПСГ-2300-2-8-I с поверхностью нагрева 2300 м², рассчитанного на давление греющего пара до 0,3 МПа и давление сетевой воды 0,8 МПа. Подогреватель имеет цельносварной корпус и предназначен для работы в составе теплофикационной установки турбины Т-110/120-130 при рабочем давлении пара от 0,06 до 0,25 МПа, номинальном расходе сетевой воды 970 кг/с и максимальной температуре ее подогрева до 120 °С. Его присоединения:

А – вход сетевой воды;

Б – выход сетевой воды;

В – вход пара;

Г – выход конденсата пара;

Д – отвод к водоуказательному прибору;

Е – отвод парогазовой смеси.

Поверхность нагрева подогревателя выполнена в виде прямых латунных трубок диаметром 24×1 мм, длиной около 6000 мм, концы которых развальцованы в трубных досках.

Греющий пар поступает в аппарат через цилиндрические патрубки, внутри которых смонтированы концентрические рассекатели для равномерного распределения пара вдоль трубного пучка.

Трубный пучок в корпусе подогревателя расположен эксцентрично, что позволяет создать в зоне, прилегающей к месту ввода пара, симметричный клиновой раздающий коллектор, охватывающий пучок. Паровоздушная смесь удаляется из подогревателя через коллектор, расположенный в воздухоохладителе, который выделен в трубном пучке первого хода сетевой воды для конденсации и охлаждения паровоздушной смеси.

Конденсат греющего пара сливается в нижнюю часть корпуса, а оттуда – в конденсатосборник. В трубах, соединяющих корпус подогревателя с конденсатосборником, установлены специально спрофилированные сопла (воронки), препятствующие обратному ходу среды при вскипании конденсата в конденсатосборнике из-за сброса нагрузки турбиной и снижения давления пара в отборах.

В первых образцах подогревателя дополнительная защита трубок поверхности нагрева от эрозии со стороны входа пара обеспечивалась установкой в первом ряду пучка (по периферии) отглушенных стальных трубок, но

усовершенствование конструкции рассекателей, дающее возможность развернуть поток пара на 90°, позволило отказаться от дополнительной защиты трубок.

Аппарат снабжен двумя седловыми опорами, одна из которых является неподвижной. Расстояние между неподвижной и подвижной опорами определяется расчетом в зависимости от длины и массы аппарата с учетом температурных удлинений.

Конструкция подогревателя обеспечивает герметичность, удобство ремонта (возможность доступа к отдельным узлам и замены деталей с минимальными трудозатратами), компенсацию температурных удлинений трубок поверхности теплообмена, отвод неконденсирующихся газов из парового пространства и воздуха из водяных полостей, возможность чистки трубок с водяной стороны и дренирования водяного и парового пространства.

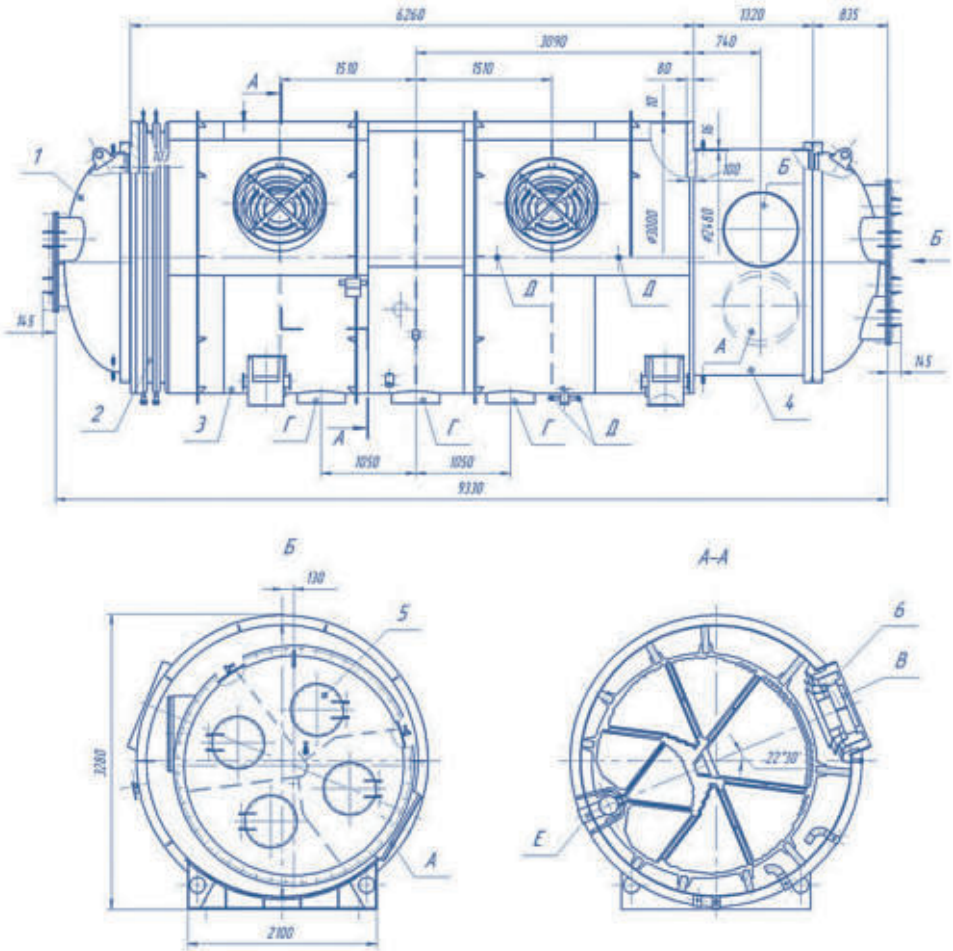


Рис. 5.29. Подогреватель сетевой воды ПСГ-2300-3-8-II турбины Т-110/120-130: 1 – поворотная водяная камера; 2 – линзовый компенсатор; 3 – корпус подогревателя; 4 – входная (передняя) водяная камера; 5 – лазовый люк; 6 – концентрический рассекатель

Для давления воды 1,14 МПа заводом разработан типоразмерный ряд подогревателей сетевой воды с необходимыми изменениями в конструкции водяных камер этих аппаратов (рис. 5.30) и начата разработка типоразмерного ряда для давления воды 1,6 МПа (рис. 5.31).

В табл. 5.13 приведены основные технические характеристики горизонтальных сетевых подогревателей УТЗ.

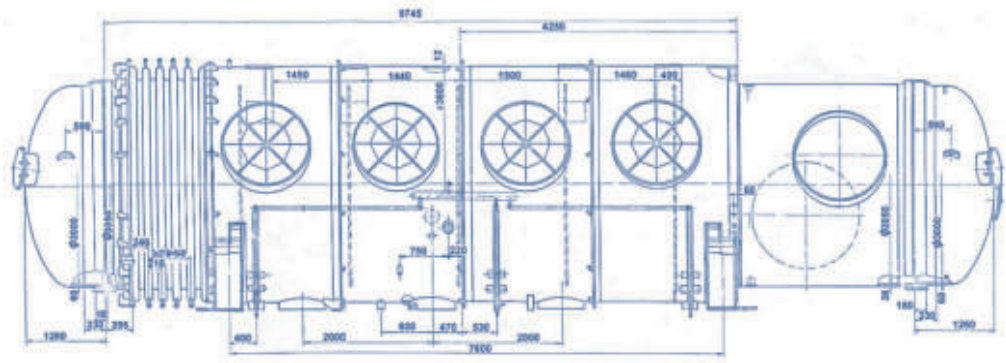


Рис. 5.30. Подогреватель сетевой воды ПСГ-4900-2-11,4-I

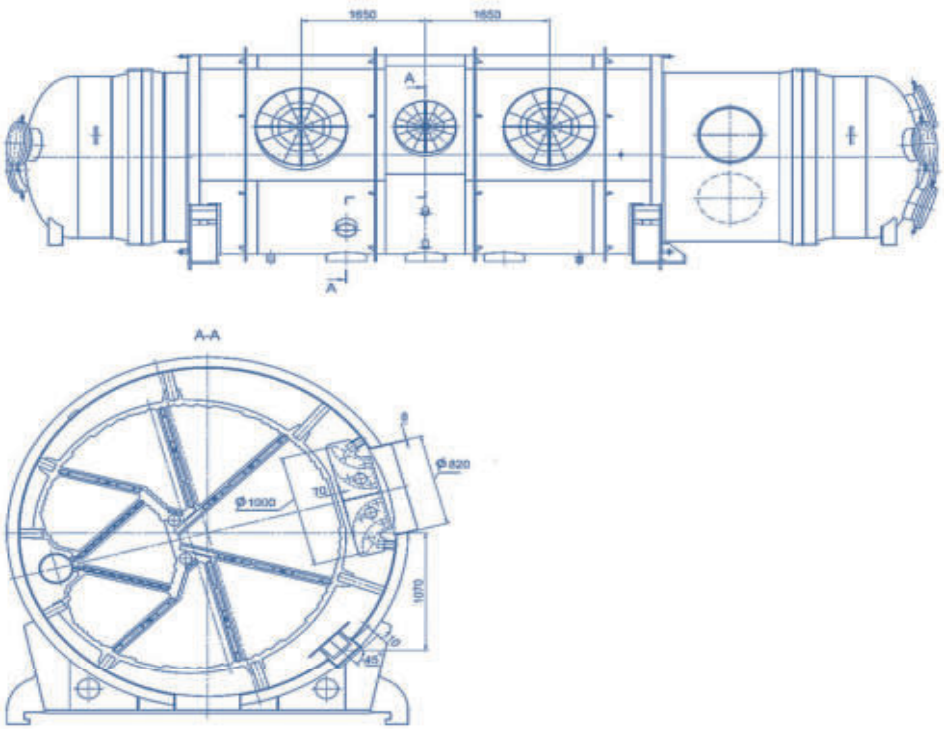


Рис. 5.31. Подогреватель сетевой воды ПСГ-2200-3-16-I

Таблица 5.13

Технические характеристики горизонтальных подогревателей сетевой воды УТЗ

Типоразмер	Поверхность тепло-обмена, м²	Расчетное давление, МПа (кгс/см²), изб.		Рабочие параметры							Расчетный тепловой поток, МВт (Гкал/ч)			Расчетное гидравлическое сопротивление водяного пространства для чистых трубок, МПа (кгс/см²)	
				Греющий пар				Нагреваемая сетевая вода							
		В паровом пространстве	В водяном пространстве	Давление, МПа (кгс/см²), абс.	Макс. Температура на входе, °С	Расход, т/ч		Температура расчетная максимальная рабочая, °С	Расход, т/ч						
						ном.	макс.		ном.	макс.	мин.	ном.	макс.	ном.	макс.
ПСГ-820-3-16-I	859	0,3 (3,0)	1,57 (16,0)	0,03...0,25 (0,3...2,5)	250	60	120	127	1500	2000	900	34,9 (30,0)	69,8 (60,0)	0,046 (0,469)	0,078 (0,795)
ПСГ-1250-3-11,4-II	1250	0,3 (3,0)	1,12 (11,4)	0,03...0,25 (0,3...2,5)	250	90	220	127	2000	3000	1200	54,0 (46,0)	134,0 (115,0)	0,038 (0,38)	0,082 (0,82)
ПСГ-1250-3-18-I	1330	0,3 (3,0)	1,77 (18,0)	0,06...0,25 (0,6...2,5)	250	90	220	127	2000	3000	1200	54 (46)	134 (115)	0,038 (0,38)	0,082 (0,82)
ПСГ-1300-3-8-I,II	1300	0,3 (3,0)	0,78 (8,0)	0,03...0,25 (0,3...2,5)	250	90	230	123	2300	3000	1200	54,0 (46,0)	140,0 (120,0)	0,052 (0,52)	0,084 (0,86)
ПСГ-2200-2-16-I	2300	0,2 (2,0)	1,57 (16,0)	0,03...0,23 (0,3...2,3)	250	170	395	123	3500	4500	1700	102 (87,5)	238 (205)	0,069 (0,703)	0,11 (1,12)
ПСГ-2200-3-16-I	2300	0,3 (3,0)	1,57 (16,0)	0,06...0,25 (0,6...2,5)	250	170	265	127	3500	4500	1700	102 (87,5)	159 (137)	0,069 (0,703)	0,11 (1,12)
ПСГ-2300-2-8-I	2300	0,2 (2,0)	0,78 (8,0)	0,03...0,2 (0,3...2,0)	250	170	360	123	3500	4500	1700	101,8 (87,5)	203,0 (188,0)	0,063 (0,64)	0,100 (1,03)

Типоразмер	Поверхность теплообмена, м²	Рабочие параметры												Расчетное гидравлическое сопротивление водяного пространства для чистых трубок, МПа (кгс/см²)
		Расчетное давление, МПа (кгс/см²), изб.		Греющий пар				Нагреваемая сетевая вода				Расчетный тепловой поток, МВт (Гкал/ч)		
		В паровом пространстве	В водяном пространстве	Давление, МПа (кгс/см²), абс.	Макс. Температура на входе, °С	Расход, т/ч		Температура расчетная максимальная рабочая, °С	Расход, т/ч					
						ном.	макс.		ном.	макс.	мин.	ном.	макс.	макс.
ПСГ-2300-3-8-II	2300	0,3 (3,0)	0,78 (8,0)	0,06...0,25 (0,6...2,5)	250	170	240	127	3500	4500	1700	101,8 (87,5)	145,0 (125,0)	0,063 (0,64)	0,100 (1,03)
ПСГ-3000-3-11,4-I	3000	0,3 (3,1)	1,12 (11,4)	0,06...0,25 (0,6...2,5)	250	180	235	124	3500	5000	1900	113,0 (92,5)	143,0 (123,0)	0,058 (0,58)	0,110 (1,13)
ПСГ-3000-3-11,4-II	3000	0,3 (3,1)	1,12 (11,4)	0,03...0,22 (0,3...2,2)	250	180	355	124	3500	5000	1900	113,0 (92,5)	215,0 (185,0)	0,058 (0,58)	0,110 (1,13)
ПСГ-4900-2,2-11,4-II	4900	0,22 (2,2)	1,12 (11,4)	0,06...0,20 (0,6...2,0)	300	310	645	120	6000	8000	2600	204,0 (175,0)	419,0 (360,0)	0,110 (1,08)	0,180 (1,85)
ПСГ-5000-2,5-8-I	4950	0,25 (2,5)	0,78(8,0)	0,03...0,15 (0,3...1,5)	300	310	645	115	6000	8000	2700	204,0 (175,0)	419,0 (360,0)	0,098 (1.00)	0,165 (1,65)
ПСГ-5000-3,5-8-I	4950	0,34 (3,5)	0,78(8,0)	0,06...0,20 (0,6...2,0)	300	310	430	120	6000	8000	2700	204,0 (175,0)	279,0 (240,0)	0,098 (1,0)	0,154 (1,58)
ПСГ-5000-3,5-8-II	4950	0,34 (3,5)	0,78 (8,0)	0,06...0,30 (0,6...3,0)	250	270	540	129	6000	7200	2700	163,0 (140,0)	326,0 (280,0)	0,091 (0,93)	0,129 (1,31)

5.7. Маслоохладители

Турбины УТЗ большинства типоразмеров оснащены маслоохладителями, встроенными в маслобак, однако в маслосистемах турбин Т-185/220-130 и Т-250/300-240 установлены выносные маслоохладители М-240М. Технические характеристики указанных маслоохладителей приведены в табл. 5.14 [32].

Таблица 5.14

Технические характеристики маслоохладителей турбин УТЗ

Параметр	Тип маслоохладителя	
	М-240М	Встроенный в маслобак
Поверхность охлаждения, м²	240	45
Номинальный расход масла, м³/ч	165	30
Номинальный расход воды, м³/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, МПа:		
по воде	0,002	0,0014
по маслу	0,025	0,040
Общее число трубок, шт	184	406
Диаметр и толщина стенки трубок, мм	19 × 1	16 × 0,75
Полная высота аппарата, мм	3506	2676
Наружный диаметр корпуса, мм	850	597
Масса аппарата сухого, кг	3031	815
Тип турбоустановки, комплектуемой маслоохладителем	Т-185/220-130 Т-250/300-240-2	ПТ-140/165-130 Т-110/120-130-4 Т-50/60-130 Р-100-130/15 ПТ-50/60-130/7

На рис. 5.33 показан маслоохладитель М-240М. Он рассчитан на охлаждение турбинного масла марки Т-22 или Тп-22 и представляет собой вертикальный кожухотрубный теплообменник, поверхность охлаждения которого набрана из латунных трубок, несущих снаружи спиральное проволочное петельное оребрение, припаянное к поверхности трубки (коэффициент оребрения – 11). Вода движется внутри трубок, а охлаждаемое масло – вдоль трубок снаружи. По тракту воды охладитель – двухходовой, а по тракту масла – одноходовой.

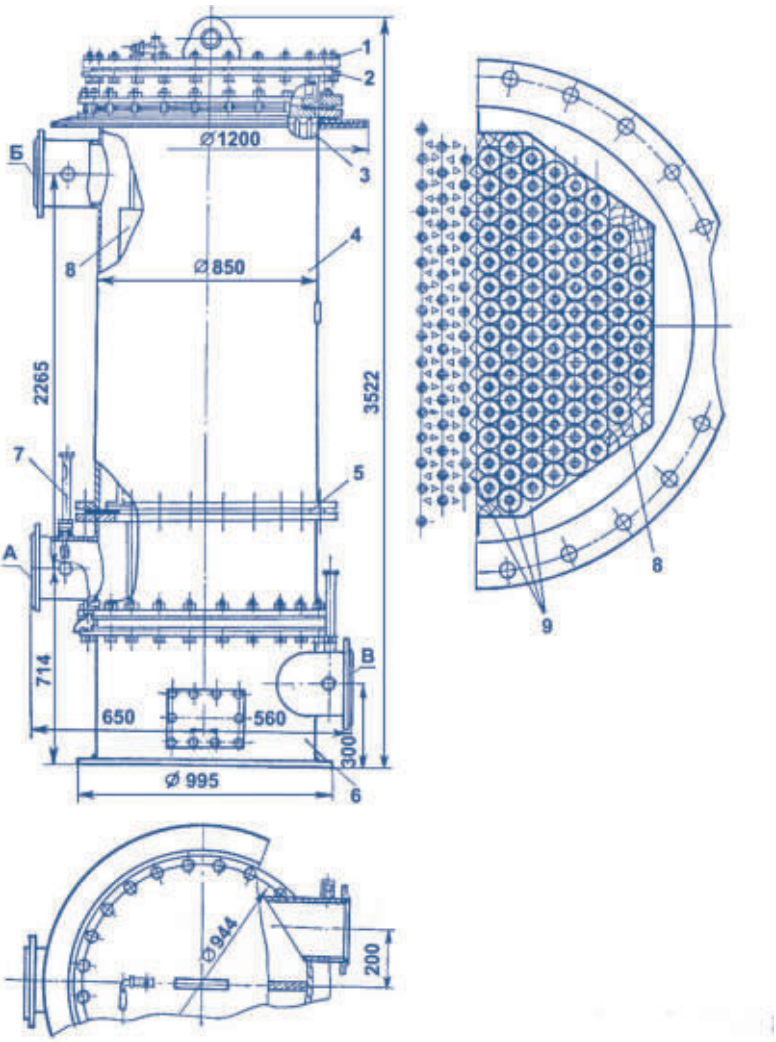


Рис. 5.33. Маслоохладитель М-240М: 1 – крышка; 2 – верхняя водяная камера; 3 – трубная система; 4 – корпус; 5 – дополнительный разъем; 6 – нижняя водяная камера; 7 – оправа термометра; 8 – внутренний кожух; 9 – деревянные вставки; *А* – вход масла; *Б* – выход масла; *В* – вход-выход воды

Концы трубок, несущих оребрение, крепятся в трубных досках с помощью вальцевания. В пучки между соседними трубками, расположенными в вершинах равносторонних треугольников, устанавливаются деревянные или пластмассовые вставки для предотвращения холостых протечек масла. Масло в аппарате движется в каналах, образованных наружными поверхностями оребренных трубок и этими вставками. Проволочное оребрение на трубках, кроме общего увеличения поверхности, предназначено для разрушения пограничного слоя и турбулизации потока масла. Оребрение выполнено из красномедной проволоки диаметром 0,69 мм. Для придания жесткости трубный пучок снаружи стягивается стальными бандажами и заключается в дополнительный кожух *8*. Верхняя водяная камера *2*

имеет внутренний фланец для присоединения ее к верхней плавающей трубной доске и закрепления по внутреннему контуру гибкой мембраны. В верхней части корпуса для дополнительной компенсации температурных расширений имеется компенсатор. Для облегчения доступа к трубной системе на корпусе имеется дополнительный фланцевый разъем *5*.

Для теплофикационных турбин мощностью до 150 МВт УТЗ изготавливает маслоохладители, встроенные в масляный бак турбины. На рис. 5.34 показан встроенный маслоохладитель с поверхностью теплообмена 45 м². К верхней части корпуса *5* приварены фланцы, крепящие корпус к крышке маслобака *1*. Нижняя водяная камера *7*, трубная система *4*, внутренний кожух *6* и верхняя часть корпуса с фланцем составляют единый узел. Подвод и отвод воды и масла к маслоохладителю осуществляется сверху. Масло движется в межтрубном пространстве, ограниченном стенками внутреннего кожуха *6*. Направляющие поперечные перегородки трубной системы создают близкий к поперечному характер обтекания трубок потоком масла. Компенсация температурных расширений трубной системы относительно нижней части корпуса *5* обеспечивается за счет плавающей нижней водяной камеры *7*. Верхняя *3* и нижняя *7* водяные камеры – съемные.

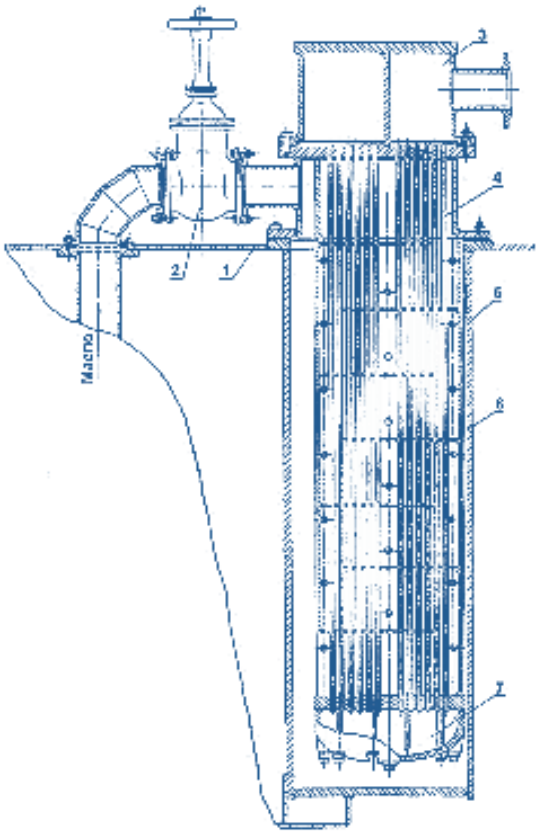


Рис. 5.34. Встроенный маслоохладитель для турбин УТЗ: 1 – крышка маслобака; 2 – задвижка на трубопроводе подвода масла; 3 – верхняя водяная камера; 4 – трубная система; 5 – корпус; 6 – кожух; 7 – нижняя водяная камера

На основе современных разработок, выполненных УрФУ совместно с УТЗ, спроектирована новая серия встроенных, а также выносных маслоохладителей типа МБ-125-165 повышенной эффективности и надежности взамен аппаратов, работающих в составе маслосистем турбин УТЗ. Технические данные и характеристики этого маслоохладителя приводятся в табл. 5.15.

Таблица 5.15

Технические данные и характеристики маслоохладителя МБ-125-165

Вода	Расход номинальный, м³/ч	150
	Температура на входе, °С	33
	Давление, МПа(кгс/см²), не более	0,5 (5)
	Гидравлическое сопротивление, МПа (м вод. ст.), не более	0,01 (1)
	Поверхность теплообмена, м²	125
	Объемный расход, м³/ч	165
Масло	Объемный расход, м³/ч	165
	Температура на входе, °С	55
	Температура на выходе, °С	44
	Давление, МПа(кгс/см²), не более	0,5 (5)
	Гидравлическое сопротивление, МПа (м вод. ст.), не более	0,05 (5)
Масса маслоохладителя, кг		2700
Габаритные размеры, мм		3430 × 1250 × 1040

Примечание. Значения параметров маслоохладителя являются номинальными при работе на маслах Т-22 (ГОСТ 32–74) и Тп-22 (ГОСТ 9972–74).

Маслоохладитель МБ-125-165 (рис. 5.35) выполнен с габаритными и присоединительными размерами, соответствующими размерам серийных маслоохладителей М-240. Аппарат выполнен однокорпусным, прямотрубным, вертикального типа и состоит из следующих узлов:

- корпуса сварного с патрубками для входа и выхода масла;
- трубной системы с трубными досками и перегородками;
- камеры водяной верхней с крышкой;
- камеры водяной нижней с патрубками входа, выхода воды и смотровыми люками.

Нагретое масло поступает внутрь корпуса через патрубок входа и, обтекая направляющие перегородки, движется в межтрубном пространстве в продольно-поперечном направлении снизу-вверх. Охлажденное масло выходит через патрубок, расположенный в верхней части корпуса.

Маслоохладитель выполнен двухходовым по воде, для чего нижняя водяная камера разделена перегородкой на два отсека. Охлаждающая вода поступает через патрубок в первый отсек нижней водяной камеры и, сделав два хода по трубкам, попадает во второй отсек нижней водяной камеры, из которого удаляется через патрубок. Основные элементы камеры изготовлены из коррозионностойкой стали 12Х18Н10Т ГОСТ 5632–2014.

Трубная система модернизированного маслоохладителя МБ-125-165 набирается из профилированных (материал 08Х18Н10Т ГОСТ 5632–2014) трубок ∅ 16 × 0,8 мм с глубиной канавки 0,5 мм и шагом накатки 8,0 мм. Концы трубок развальцованы в трубных досках, выполненных из коррозионностойкой стали 12Х18Н10Т ГОСТ 5632–2014. Применен специальный способ крепления трубок в трубных досках (см. рис. 5.1). Трубная система имеет поперечные дисковые и кольцевые перегородки, которые направляют поток масла в корпусе и одновременно служат промежуточными опорами для теплообменных трубок.

С целью повышения эффективности работы маслоохладителя в верхней и нижней частях трубной системы установлены специальные кожухи, обеспечивающие дополнительные ходы охлаждаемого масла в межтрубном пространстве.

Для устранения протечек масла помимо трубного пучка на кольцевые перегородки установлены сегментные уплотнения (рис. 5.36), выполненные из фторопластовой ленты (лента Ф-4 ПН 0,5 ГОСТ 24222–80).

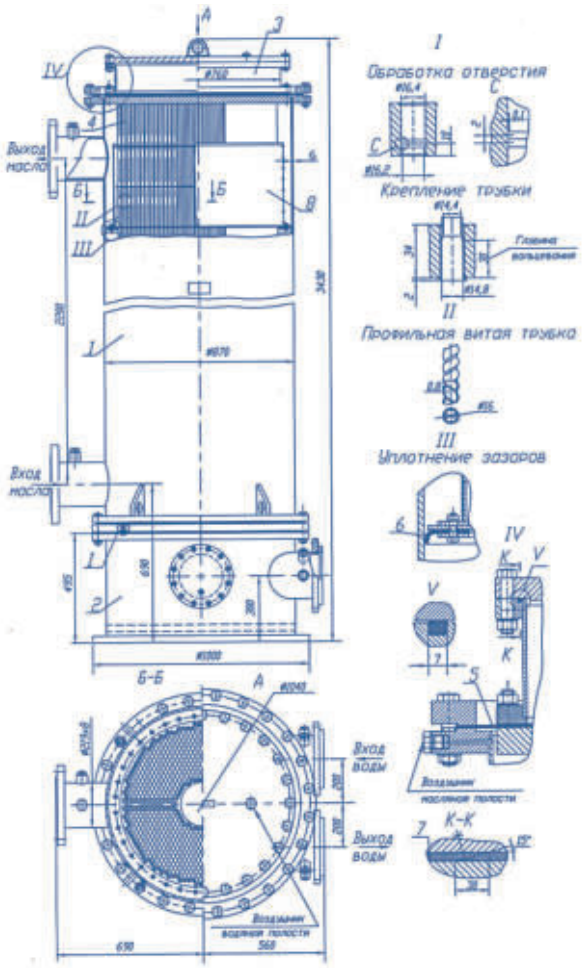


Рис. 5.35. Маслоохладитель МБ-125-165: 1 – крышка; 2 – верхняя водяная камера; 3 – корпус; 4 – кожух; 5 – трубная система; 6 – нижняя водяная камера

Нижняя трубная доска зажата между фланцами нижней водяной камеры и корпуса.

Верхняя трубная доска имеет эластичное диафрагменное соединение с корпусом. Диафрагма выполнена из стали 12Х18Н10Т ГОСТ 5632–2014 и по внутренней окружности зажимается шпильками между верхней трубной доской и фланцем верхней водяной камеры. По наружной окружности диафрагма зажимается между прижимным кольцом и фланцем корпуса. Такое соединение предохраняет трубную систему от нарушения герметичности при тепловом расширении.

Для уплотнения фланцевых соединений масляной полости и герметизации верхней водяной камеры используется шнур ∅ 8 мм из силиконовой резины (ИРП 1338 ТУ 38.1051816–87), уложенный в пазы на фланцах. Фланцевые разъемы нижней водяной камеры уплотнены паронитом ПОН 3 ГОСТ 481–80.

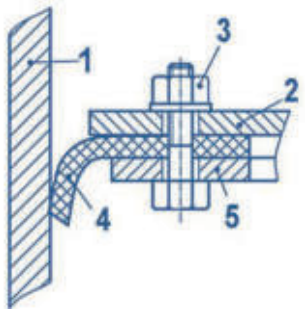


Рис. 5.36. Уплотнение зазоров между корпусом и перегородками трубной системы маслоохладителя: 1 – корпус; 2 – кольцевая перегородка; 3 – крепеж; 4 – маслостойкая резина (фторопласт); 5 – кольцо

Верхняя водяная камера имеет съемную крышку для осмотра и очистки трубок маслоохладителя без нарушения герметичности масляной полости. Уплотнительная поверхность под съемной крышкой выполнена под резиновый шнур диаметром 8 мм. Обечайка верхней водяной камеры выполнена из стали 12Х18Н10Т ГОСТ 5632–2014. Для удобства монтажа маслоохладителя фланцы патрубков нижней водяной камеры выполнены свободными на приварном кольце. На нижней водяной камере имеются люки для очистки и осмотра камеры.

Маслоохладитель укомплектован термометрами с оправами для обеспечения контроля работы маслоохладителя, а также пробно-спускными кранами для выпуска воздуха из масляной и водяной полостей и отбора проб масла.

Результаты промышленных испытаний головных маслоохладителей МБ-125-165, проведенных на турбинах ст. № 5 (Т-250/300-240) ТЭЦ-23 Мосэнерго и ст. № 2 (Т-175/210-130) Тобольской ТЭЦ, показали, что их теплотехнические характеристики превосходят характеристики штатных маслоохладителей М-240М. В сопоставимых условиях температура масла на выходе из аппаратов новой серии по сравнению с параллельно работающими серийными маслоохладителями в среднем ниже на 3…4 °С.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 5

1. Перечислите основные элементы конструкции кожухотрубного теплообменного аппарата.
2. Какой принцип движения теплоносителей в теплообменном аппарате является наиболее эффективным?
3. Назовите основные типы теплообменного оборудования, применяемого в составе паровой турбины.
4. Для чего в конденсаторе теплофикационных паровых турбин используется дополнительный встроенный пучок со своими водяными камерами и независимыми подводом и отводом охлаждающей (нагреваемой) воды?
5. Для чего в конструкции паровых турбин используются воздушные насосы (эжекторы) и их охладители? Перечислите основные типы эжекторов.
6. Какие аппараты системы регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды используются в тепловой схеме ПТУ и их назначение?
7. Для чего в тепловой схеме ПТУ применяется деаэрационная установка? Перечислите основные элементы ее конструкции.
8. Для чего в тепловой схеме ПТУ применяются подогреватели сетевой воды?
9. Перечислите основные типы маслоохладителей в зависимости от места их установки.

ГЛАВА 6. ТРУБОПРОВОДЫ И СПЕЦИАЛЬНАЯ АРМАТУРА

6.1. Общие сведения

Значительную часть пространства машинного зала ТЭС с любыми ПТУ и особенно ПТУ с теплофикационными турбинами занимают трубопроводы пара, воды, воздуха, масла и пр. Турбинный завод разрабатывает рабочую документацию на трубопроводы в границах проектирования тепловой схемы ПТУ. Условно все эти трубопроводы делятся на трубопроводы собственно турбины и трубопроводы турбоустановки. Иногда трубопроводы собственно турбины и турбоустановки, чтобы отличить их от станционных трубопроводов, которые разрабатывает генеральный проектировщик станции, называют внутритурбинными трубопроводами.

Трубопроводами собственно турбины принято считать трубопроводы, которые непосредственно соединены с цилиндрами, входят в системы смазки и регулирования турбины и обеспечивают ее основные функциональные возможности независимо от типа и комплектации вспомогательным оборудованием и большинство из которых не соединено со станционными трубопроводами непосредственно. К трубопроводам собственно турбины относятся: трубопроводы уплотнений, пароперепускные трубы, трубопроводы дренажей, трубопроводы отсоса от штоков стопорных и регулирующих клапанов, маслопроводы смазки и регулирования турбины, трубопроводы обогрева фланцевых соединений (отсутствуют в турбинах с низкой температурой свежего пара).

Остальные трубопроводы, проект которых разрабатывает турбинный завод, — это трубопроводы турбоустановки. К ним относятся: участок трубопровода свежего пара в районе ГПЗ до стопорного клапана, трубопроводы отборов пара, трубопроводы основного конденсата, трубопроводы отсосов ПВС, маслопровод смазки генератора и т. д. Например, в турбоустановке с турбиной ПТ-140/165-130/15 более 30 таких трубопроводов. Их масса составляет почти 300 т. Для примера: масса оборудования ПТУ с турбиной ПТ-140/165-130/15 в объеме типовой поставки завода (собственно турбина, маслобак, эжекторы, стопорные клапаны, трубопроводы собственно турбины, конденсатор, ПСГ и ряд другого оборудования) составляет около 700 т (без учета массы трубопроводов турбоустановки).

В табл. 6.1. приведена масса трубопроводов ВД и НД ПТУ с теплофикационными и конденсационными турбинами в порядке возрастания их мощности. Классификация трубопроводов по давлению (ВД и НД) рассмотрена далее.

Практически все трубопроводы ПТУ, согласно действующей НТД, относятся к оборудованию, работающему на опасных производственных объектах (ОПО), в категорию которых входят, в частности, объекты, где «используется оборудование, работающее под избыточным давлением более 0,07 МПа:

- пара, газа (в газообразном, сжиженном состоянии);
- воды при температуре нагрева более 115 °С;
- иных жидкостей при температуре, превышающей температуру их кипения при избыточном давлении 0,07 МПа» [33].

Таблица 6.1

Масса трубопроводов ПТУ

Тип ПТУ	Наименование ТЭС	Масса трубопроводов, т		
		ВД	НД	Общая
Тп-35/40-8,8	Новокуйбышевская ТЭЦ-1	21,3	63,0	84,3
К-63-90	Петропавловская ТЭЦ-2, ст. № 1	41,5	45,5	87,0
Т-50/60-8,8	Петропавловская ТЭЦ-2, ст. № 4	42,4	76,3	118,7
Т-63/76-8,8	Ижевская ТЭЦ-1,	31,2	97,5	128,7
Т-120/130-130-8МО	Улан-Баторская ТЭЦ-4, ст. № 7	63,9	135,5	199,4
Т-113/145-12,4	Краснодарская ТЭЦ	101,9	127,3	229,2
Т-295/335-23,5	ТЭЦ-22 ПАО "Мосэнерго"	176	364	540

ТЭС, где в составе ПТУ эксплуатируются трубопроводы, относятся к ОПО III класса опасности (объектам средней опасности). На трубопроводы ПТУ распространяются два основных документа, регламентирующих их устройство и безопасную эксплуатацию. «Федеральные нормы и правила …» [34] в основном предназначены для применения при разработке технологических процессов в условиях ОПО при монтаже, ремонте, наладке, эксплуатации, экспертизе промышленной безопасности оборудования, в том числе и трубопроводов, работающих под избыточным давлением. Технический регламент [35] в большей степени касается непосредственно конструкции трубопроводов, деления их на категории и особенностей их эксплуатации.

Рабочие среды, используемые в оборудовании на ОПО, подразделяются на две группы [35]:

- группу 1, включающую рабочие среды, состоящие из воспламеняющихся, окисляющихся, горючих, взрывчатых, токсичных и высокотоксичных газов, жидкостей и паров в однофазном состоянии, а также их смесей;

- группу 2, включающую все прочие среды, которые не отнесены к группе 1.

Большинство трубопроводов ПТУ относятся к группе 2. Исключение – маслопроводы смазки, регулирования, относящиеся к группе 1.

В свою очередь, согласно [35] в зависимости от значений номинального диаметра трубопровода *DN*, рабочего давления среды *P*р и от произведения *P*р на *DN* трубопроводы делятся на категории:

- трубопроводы газов и паров группы 2 (водяного пара, ПВС, воздуха) – на 1-ю, 2-ю, 3-ю категории;

- трубопроводы для жидкостей группы 2 (питательной воды, конденсата пара, сетевой воды и пр.) – на 1-ю и 2-ю категории;

- трубопроводы для жидкостей группы 1 (маслопроводы смазки, регулирования) – на 1-ю, 2-ю, 3-ю категории.

В процессе разработки проекта ПТУ для каждого трубопровода рассчитывается диаметр его проходного сечения, являющийся основным геометрическим параметром, характеризующим конструкцию трубопровода. Расчет сводится к определению внутреннего диаметра трубопровода при определенном расходе транспортируемой среды. Как правило, в качестве расхода

транспортируемой среды принимается его максимальное значение. При таких условиях трубопровод эксплуатируется значительную часть времени своего срока службы.

Основным фактором при определении внутреннего диаметра трубопровода является скорость потока среды. Значение скорости должно быть оптимальным. При высокой скорости среды обеспечивается пропуск больших расходов этой среды и, как следствие, – возможность использования трубопроводов меньших диаметров и меньшей массы; это в свою очередь снижает стоимость самих трубопроводов и их монтажа. С ростом скорости среды растет скорость износа внутренней поверхности трубопровода и уменьшается срок его службы. Для пропуска по трубопроводу больших расходов среды требуется повышенное давление на входе в трубопровод. Если речь идет о трубопроводах отборов пара из турбины, то повышенное давление в камере отбора снижает экономичность турбины. Если речь идет о трубопроводах основного конденсата, сетевой или циркуляционной воды, где на входе в трубопровод устанавливается насосное оборудование, последнее должно иметь повышенный напор H, величина которого прямо пропорциональна квадрату скорости W среды: $H \sim W^2$. Насосное оборудование с повышенным напором при прочих равных условиях имеет повышенную стоимость.

Низкая скорость среды в трубопроводе приводит к увеличению его диаметра, массы, затрат на его изготовление, стоимости монтажа.

В табл. 6.2 приводится диапазон рекомендуемых скоростей различных сред, используемых в ПТУ. Выбор значений скоростей из этого диапазона позволяет выбрать оптимальный диаметр трубопровода.

Таблица 6.2

Скорости среды в трубопроводах (рекомендуемые)

Среда	Скорость, м/с
Питательная вода в напорных трубопроводах	2,0...4,0
Конденсат в напорных трубопроводах	1,5...2,5
Конденсат в трубопроводах всаса	0,5...1,0
Свободный слив, перелив конденсата	1,0...1,5
Насыщенный пар	20,0...30,0
Свежий пар	35,0...50,0
Масло (напорные линии)	1,0...1,5

В общем виде скорость среды в трубопроводе будет равна объемному расходу среды, проходящему через внутреннее сечение трубопровода: $W = Q/F \approx G\vartheta/\left(0{,}785 \cdot d^2\right)$, а расчетный внутренний диаметр трубопровода составит $d \approx 595\sqrt{G\vartheta/W}$, где W – скорость среды, м/с; Q – объемный расход среды, м³/с; F – площадь внутреннего сечения трубопровода, м²; G – расход среды, т/ч; ϑ – удельный объем среды, м³/кг.

Значение удельного объема для воды при технических расчетах в пределах температур воды, используемой на ТЭС, допускается принимать равным 0,001 м³/кг, а для пара – в соответствии с его параметрами. Удельный объем пара

принимается большим из ряда сочетаний «давление-температура», соответствующих рассматриваемым режимам работы трубопровода.

По расчетному внутреннему диаметру трубопровода принимают его условный диаметр (условный проход, номинальный диаметр). Под условным диаметром (условным проходом, номинальным диаметром) понимается основной параметр, применяемый для трубопроводов в качестве характеристики присоединяемых частей: труб, тройников, переходов, фланцев, арматуры. Этот параметр не имеет размерности и приблизительно равен внутреннему диаметру присоединяемого трубопровода в миллиметрах. Например, если расчетный внутренний диаметр d = 148 мм, то его значение округляется до ближайшего из стандартного ряда [36]. В данном случае принимается *DN* 150. Для данного *DN* 150 фактический размер трубы может быть, например, 159 × 7, 159 × 4,5 и т. д.

Трубы с наружным диаметром 159 мм могут иметь разные толщины стенок S и соответственно разные внутренние диаметры $d_{вн}$ (при S = 7,0 мм, $d_{вн}$ = 145 мм, при S = 5,0 мм $d_{вн}$ = 149 мм).

Фактический размер трубы определяется по НТД (сортаменту) на трубы в зависимости от материала трубопровода, рабочих параметров среды (давления и температуры) в трубопроводе, его расчетного ресурса, который в настоящее время, как правило, принимается 200 тыс. ч и более.

Согласно [37] введены понятия рабочего и условного давлений. Рабочим (Pр) считается максимальное избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации элементов трубопровода и установленной на нем арматуры. Под условным давлением *PN* понимается наибольшее избыточное давление при температуре среды 20 °С, при котором допускается длительная работа арматуры и элементов трубопровода, имеющих заданные размеры, обоснованные расчетом на прочность при выбранных материалах и характеристиках их прочности, соответствующих температуре 20 °С.

В энергетике принято трубопроводы ТЭС делить на трубопроводы низкого (НД) и высокого (ВД) давлений. Трубопроводы с рабочими параметрами среды: рабочим давлением Pр < 2,2 (22) МПа (кгс/см²) и рабочей температурой Tр ≤ 425 °С – относятся к трубопроводам НД. Такие параметры согласно [37] соответствуют *PN* 40. *PN* 40 является своего рода граничным между трубопроводами НД и ВД. Все трубопроводы, имеющие *PN* ≤ *PN* 40, относятся к трубопроводам НД. Трубопроводы, имеющие *PN*> *PN* 40, – трубопроводы ВД.

Для трубопроводов НД (труб, элементов, сборочных единиц) из углеродистой и низколегированной сталей разработана соответствующая НТД, в частности [38].

Реальные размеры трубы *DN* 150 при ресурсе 200 тыс. ч в зависимости от материала и рабочих параметров могут быть выбраны следующим образом: из бесшовных труб из стали 20 ГОСТ 1050–2013 для *PN* 40 рекомендуется труба 159 × 5, имеющая наружный диаметр 159 мм, толщину стенки 5,0 мм, внутренний диаметр 149 мм.

На трубопроводы ВД распространяются свои НТД, в частности [39].

Реальные размеры трубы *DN* 150 при ресурсе 200 тыс. ч в зависимости от материала и рабочих параметров могут быть выбраны следующим образом: из

бесшовных труб из кремнемаргонцовистой стали 15ГС для *P*р = 37,27 МПа, *T*р = 280 °*C* рекомендуются трубы 194 × 26 или 219 × 32, имеющие наружный диаметр 194 мм (219 мм), толщину стенки 26 мм (32 мм), внутренний диаметр 142 мм (155 мм). Детали из труб с такими рабочими параметрами из конкретного материала согласно относятся к *PN* 63. Детали из таких труб и арматура должны подвергаться гидравлическим испытаниям пробным избыточным давлением 95 кгс/см² (*P*пр 95) [37].

Из бесшовных труб из хромомолибденованадиевой стали 12Х1МФ для *P*р 25,01 МПа и *T*р = 545 °С рекомендуются трубы 219 × 45 или 245 × 50, имеющие наружный диаметр 219 мм (245 мм), толщину стенки 45 мм (50 мм), внутренний диаметр 129 мм (145 мм).

Детали из труб с такими рабочими параметрами из конкретного материала относятся к *PN* 800. Детали из такой трубы и арматура должны подвергаться гидравлическим испытаниям пробным избыточным давлением 1000 кгс/см² (*P*пр 1000) [37].

Как видно, разработчик имеет возможность выбора приемлемого типоразмера и материала трубы для конкретных параметров рабочей среды.

Для соединения деталей, блоков, элементов трубопроводов обычно применяется сварка. Фланцевые соединения допускаются для присоединения к арматуре, оборудованию, имеющим фланцы, а также в тех случаях, когда это необходимо по условиям обслуживания, ремонта трубопровода. Резьбовые соединения допускается использовать только в отдельных случаях (для присоединения чугунной арматуры *DN* <DN 100 трубопроводов 1-й категории).

В объем работ при проектировании трубопроводов ПТУ УТЗ входят выбор и размещение трубопроводной арматуры. Арматура трубопроводов должна быть доступна для обслуживания. Несмотря на то, что эта задача решается еще на этапе проектирования компоновки ПТУ, на этапе разработки каждого отдельного трубопровода необходимо убеждаться в доступе к арматуре для ее обслуживания и ремонта в условиях эксплуатации.

Как правило, в трубопроводах используется трубопроводная арматура (общепромышленная, энергетическая), серийно выпускаемая специализированными предприятиями [40]. Такая арматура выбирается разработчиком трубопровода по каталогам, номенклатурным перечням и другим общедоступным документам. В трубопроводах ПТУ УТЗ широко используется запорная, регулирующая, предохранительная трубопроводная арматура.

В качестве защитной арматуры, являющейся элементами системы защиты всей ПТУ, часто используются предохранительные и обратные клапаны. Эта арматура имеет специфические особенности, отличающие ее от подобной общепромышленной арматуры.

Выбор регулирующей, предохранительной арматуры сопровождается расчетами ее пропускной способности, которая определяется по конкретным методикам [41, 42] с учетом исходных данных, принимаемых по каталогам, номенклатурным перечням на арматуру.

В трубопроводах ПТУ из всей трубопроводной арматуры около 90 % составляет запорная арматура. Последняя подразделяется на два основных вида: задвижки и клапаны (вентили). Задвижки более просты конструктивно, имеют

меньшее гидравлическое сопротивление, чем клапаны, но плотность их несколько ниже. Задвижки, как правило, выпускаются и используются, начиная с *DN* 150. Клапаны (вентили) широко используются до *DN* 150…*DN* 200.

В последнее время большая часть запорной арматуры и почти вся регулирующая, за исключением настроечной, принимается с электрифицированным приводом. Этого требует необходимость автоматизации процессов пуска, эксплуатации, останова ПТУ. С использованием электрифицированной арматуры облегчается обслуживание ПТУ эксплуатационным персоналом ТЭС. Арматура с *DN* более *DN* 500 обеспечивается электроприводом в обязательном порядке. В то же время используется и запорная арматура с ручным приводом (ручная арматура), редко используемая при работе ПТУ. Ручная арматура устанавливается, например, на всасывающих участках конденсатных насосов. Так как пуск конденсатного насоса осуществляется всегда при открытой арматуре на всасывающем участке, ее использование (закрытие) необходимо в основном при ремонте или выводе в резерв насоса.

Для облегчения открытия ручной запорной арматуры (уменьшения прикладываемого усилия к штурвалу) для арматуры, начиная с *DN* 300, рекомендуется организовывать байпасные (обводные) линии с установкой на этих линиях арматуры существенно меньших диаметров. Перед открытием основной задвижки открывают небольшой клапан (вентиль) на байпасе, давление перед основной задвижкой и после нее выравнивается (перепад уменьшается или исчезает), в результате усилие на открытие основной задвижки уменьшится. В этом случае также уменьшается износ уплотнительных поверхностей основной задвижки.

6.2. Трубопроводы пара, горячей воды, воздуха

Большинство трубопроводов пара и горячей воды турбоустановки рассчитываются на прочность. В процессе расчетов на прочность, кроме определения фактических напряжений в трубопроводах и сравнения их с допускаемыми, определяются нагрузки (усилия и моменты) в неподвижных креплениях трубопроводов.

Значительное количество отборов пара в теплофикационных турбинах усложняет компоновку ПТУ. При разработке трубопроводов этих отборов приходится соблюдать условия прочности трубопроводов, выполняя при этом трубопроводы весьма гибкими, не перегружая нагрузками от них ни оборудование, к которому они подключаются, ни собственно турбину. Известны случаи, когда неверно спроектированные трубопроводы отборов пара препятствовали нормальному расширению турбины и создавали перекосы при ее расширении, что в конечном счете приводило к закручиванию поперечных ригелей фундамента, значительной вибрации турбины и вспомогательного оборудования. Известны случаи противоположного характера, когда в результате расчета получаются завышенные значения нагрузок. Тогда принимаются неоправданно сложные технические решения для снижения этих нагрузок, что в конечном счете ведет к неоправданным материальным затратам. Для получения достоверных результатов расчета нагрузок от трубопроводов на оборудование и строительные конструкции используются современные программы расчетов на прочность. Эти программы

позволяют учитывать многие факторы, в том числе податливость узлов сопряжения трубопроводов с оборудованием.

Примером паропровода, который должен быть одновременно компактным и гибким, может служить трубопровод отбора пара к ПСГ-1 семейства ПТУ с турбинами Т-110 (рис. 6.1). В таком конструктивном исполнении этот трубопровод входит практически в каждую турбоустановку типов «Т», «Тп», «ПТ» и «ПТР». Несмотря на значительные диаметры каждой нитки трубопровод выполнен малопротяженным и компактным, что позволило сохранить размещение ПСГ в габаритах фундамента турбоагрегата, снизив занимаемые полезные площадь и объем машинного зала по сравнению с тем, если бы ПСГ был вынесен за пределы фундамента.

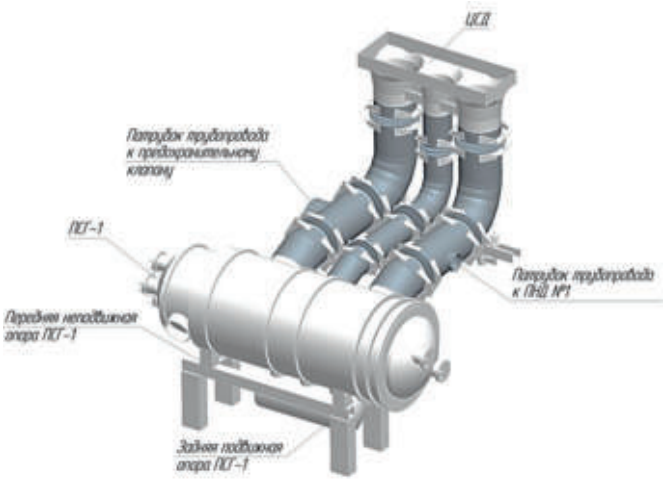


Рис. 6.1. Трубопровод отбора пара к ПСГ-1

Расчет такого и подобных ему трубопроводов с использованием современного программного обеспечения позволяет получить достоверные результаты по их прочности, а также по нагрузкам, воспринимаемым турбиной и ПСГ, включая учет такого фактора, как податливость узлов сопряжения трубопровода с оборудованием.

Различные участки трубопроводов отборов пара располагаются как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. Трубопроводы, как правило, имеют отключающую (запорную) арматуру. Многие трубопроводы перед началом работы ПТУ должны быть определенным образом прогреты. Все это приводит к необходимости разработки системы дренирования и продувки трубопроводов. Поэтому все паропроводы, проложенные в горизонтальной плоскости, должны иметь уклоны не менее 1:250 в сторону дренажей. Каждый участок трубопровода, ограниченный с обеих сторон запорными органами, должен иметь для опорожнения этого участка штуцер с небольшим участком трубы и вентилем. Уклон трубопровода должен быть организован в сторону места опорожнения. Трубопровод в верхней свой части должен иметь воздушник (штуцер, небольшой участок трубы, вентиль) для выпуска воздуха при заполнении водой (трубопровода воды) или при проведении гидроиспытаний любого трубопровода.

Проведение гидроиспытаний трубопровода – как правило, последний вид контроля блоков трубопровода после их изготовления или трубопровода в сборе после его монтажа или ремонта. Техническим требованием рабочего чертежа предусматривается проведение гидроиспытаний давлением 1,25 *P*р собранного трубопровода после монтажа.

В соответствии с [34] на паропроводах с внутренним диаметром 150 мм и более и температурой пара 300 °С и выше устанавливаются указатели перемещений для контроля за расширением паропроводов и наблюдения за правильностью работы опорно-подвесной системы. Например, в турбоустановке с турбиной ПТ-140/165-130/15 такие указатели перемещения установлены на трубопроводе отбора пара к подогревателю ПВД-5.

На паропроводах, работающих в условиях ползучести металла при температуре пара 400 °С и выше – для углеродистой, марганцовистой, кремнемарганцовистой и молибденовой сталей, при температуре пара 500 °С и выше – для хромо-молибденовых и хромомолибденованадиевых сталей и при температуре пара 530 °С и выше – для высоколегированных хромистых и хромоникелевых (аустенитных) сталей, в соответствии с [34] устанавливаются специальные приспособления для наблюдения за остаточной деформацией металла трубопроводов.

Значительная часть трубопроводов и оборудования турбоустановки имеет высокую температуру поверхности. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду, создания комфортных условий работы и предохранения персонала ТЭС от ожогов все оборудование и трубопроводы с температурой поверхности выше 55 °С должны иметь тепловую изоляцию. Проект изоляции турбины и трубопроводов турбоустановки на основании исходных данных турбинного завода выполняют проектировщик ТЭС или другая специализированная организация.

Важное место в проекте трубопровода занимает выбор его подвесок и опор. Отличительные особенности подвесок и опор отражены в их названии. С помощью первых трубопровод подвешивается к конструкциям площадок обслуживания или строительным конструкциям машинного зала. С помощью вторых трубопровод опирается на эти же конструкции. В качестве подвесок и опор, как правило, используются нормализованные подвески и опоры.

В трубопроводах турбоустановки в значительной мере используются пружинные подвески различной конструкции: на одной или двух тягах; с пружинным блоком над или под трубопроводом; с одинарными пружинами или сдвоенными. В меньшей степени используются так называемые жесткие подвески.

Основным элементом пружинной подвески является винтовая цилиндрическая пружина (пружины). Пружины для подвесок выпускаются по отраслевым стандартам.

Как отмечалось выше, большая часть трубопроводов турбоустановки в период своей эксплуатации имеет повышенную температуру (выше температуры воздуха в машинном зале) или, что практически то же самое, выше температуры, при которой производился монтаж трубопроводов и оборудования. Температура в машинном зале в период эксплуатации и в период проведения монтажных работ должна быть положительной. На практике она может быть в пределах от 1 до 35 °С.

Поэтому нагрев металла трубопроводов при их работе будет составлять от 10…20 °С (для напорных трубопроводов смазки и регулирования) до 560 °С – для трубопроводов свежего пара. Пружинные подвески воспринимают нагрузку от массы собственно трубопровода, его теплоизоляции и среды, транспортируемой по трубопроводу, и позволяют ему в точке крепления пружинной подвески перемещаться в горизонтальном и вертикальном направлениях. Жесткие подвески не позволяют перемещаться трубопроводу в вертикальной плоскости и, как правило, используются в трубопроводах, нагрев которых несущественен, например, в напорных маслопроводах. Пружинные и жесткие подвески могут устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов.

Опоры для трубопроводов в основном также выбираются по отраслевым стандартам или стандартам предприятий и делятся на два основных вида: неподвижные и подвижные. Неподвижные опоры обеспечивают неподвижное закрепление в них трубопровода и такое же неподвижное крепление опоры с трубопроводом к конструкциям площадок обслуживания или строительным конструкциям машинного зала. Подвижные опоры обеспечивают неподвижное закрепление в них трубопровода, но могут перемещаться вместе с трубопроводом относительно конструкций площадок обслуживания или строительных конструкций машинного зала. Подвижные опоры применяются в трубопроводах ПТУ реже. По возможности вместо них используются пружинные подвески. Неподвижные опоры используются в случаях, когда на оборудование, с которым соединяется трубопровод, передача нагрузок от трубопровода не допускается или их допустимая величина крайне незначительна. Например, неподвижные опоры разработки УТЗ используются на трубопроводах питательной воды на входе и выходе из группы ПВД.

Трубопровод должен удовлетворять условиям температурной компенсации, т. е. его деформация при нагреве в результате прохождения по нему пара, горячей воды, ПВС и при рабочем давлении (разрежении) в нем не должна вызывать недопустимых напряжений в элементах трубопровода. Температурная компенсация в трубопроводе осуществляется за счет использования специальных компенсаторов. До последнего времени использовались линзовые компенсаторы как осевые – для прямолинейных трубопроводов, испытывающих только осевой сдвиг (сжатие). Такие трубопроводы распространены в тепловых сетях. В насыщенных компоновках ПТУ, где трубопроводы расположены во всех трех измерениях пространства машинного зала, элементы трубопровода подвержены большей частью изгибным деформациям и испытывают действие соответствующих напряжений. Для компенсации таких деформаций осевые линзовые компенсаторы группируются, как правило, в так называемые трехшарнирные схемы, обеспечивающие не только снижение температурных напряжений в элементах трубопровода, но и практически не передающие нагрузки от температурных деформаций трубопровода на оборудование и неподвижные опоры. Каждая группа компенсаторов (как правило, в одной группе их не больше трех) стягивается специальной стяжкой, состоящей из двух пар лап и двух тяг, располагаемых с противоположных сторон компенсаторов (рис. 6.2) в плоскости, перпендикулярной плоскости изгиба компенсаторов. Стяжка обеспечивает каждой

группе компенсаторов изгиб только в определенном направлении. Необходимое количество компенсаторов в каждой группе и расположение плоскости установки стяжек определяются расчетом по специальной методике [43].

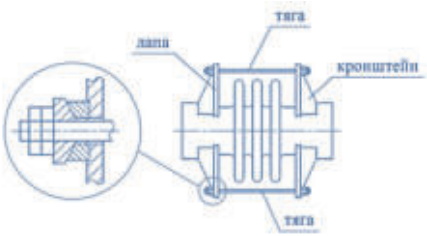


Рис. 6.2. Поворотные компенсаторы

Примером, где реализована такая трехшарнирная схема, является трубопровод отбора пара к ПСГ-1 (см. рис. 6.3, а). На рис. 6.3, б, в показана деформация линзовых компенсаторов как шарниров и зависимость нагрузок (в данном случае – моментов) на пароприемные патрубки ПСГ от нерасчетного угла разворота стяжек любого из трех шарниров.

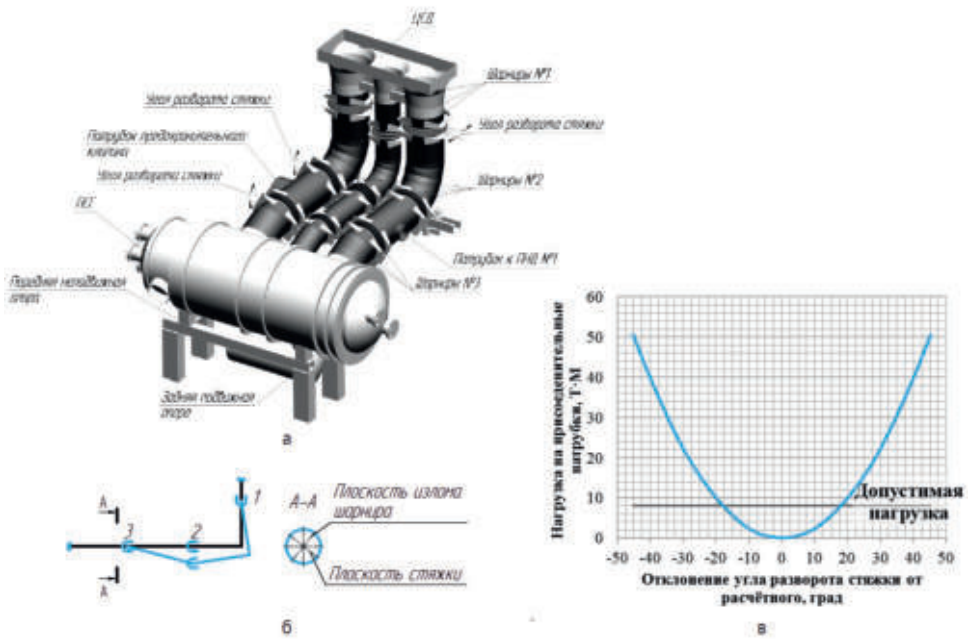


Рис. 6.3. Трехшарнирная схема температурной компенсации трубопровода: а – общий вид трубопровода; б – схема компенсации температурных расширений; б – изменение нагрузок в зависимости от отклонения угла разворота стяжки компенсатора

Следует отметить, что линзовые компенсаторы применяются до параметров среды: Pр = 0,6 МПа, T = 250 °С. Поэтому в настоящее время находят широкое применение сильфонные компенсаторы разных типов: изгибные, карданные и др. Такие компенсаторы изготавливаются по специальной технологии из аустенитных сталей, что позволяет использовать их при повышенных температуре (до 500 °С) и давлении среды (до 7,5 МПа (75 кгс/см²)).

Однако значительная часть трубопроводов, транспортирующих высокотемпературные среды под высоким давлением (трубопроводы свежего пара, горячего промперегрева, питательной воды и др.), имеет такую конструкцию, которая обеспечивает температурную самокомпенсацию трубопровода; возникающие напряжения находятся в допустимых пределах без применения линзовых и сильфонных компенсаторов. Конструктивно трассировка таких трубопроводов выполняется с встраиванием в нее *Г*-образных и (или) *П*-образных элементов из труб того же поперечного сечения, что и основной трубопровод; эти элементы и выполняют роль компенсаторов.

Трубопроводы пара, горячей воды должны быть спроектированы так, чтобы имелась возможность проведения всех необходимых видов термической обработки, контроля, требуемых НТД [34, 44]. Контролируются качество сварных швов, толщина стенок трубы и элементов трубопровода (отводов, переходов и т. д). Контроль должен проводиться как на стадии изготовления элементов трубопровода, так и в период его монтажа на ТЭС. Это же относится и к проведению термической обработки сварных швов.

Виды термообработки, контроля и его объем строго регламентированы. Регламентированы и конструктивные решения, которые должен принимать разработчик трубопровода в соответствии с НТД. Например, длина прямых участков в сварном стыковом соединении, которые необходимо предусмотреть разработчику трубопровода для проведения неразрушающего контроля сварного стыкового соединения методами ультразвуковой дефектоскопии (УЗД) и другими методами, зависит от толщины стенки трубы. Длина прямых участков для проведения термообработки зависит от толщины стенки и диаметра трубы.

Часть трубопроводов пара и воды в ПТУ всегда работает под избыточным давлением, часть – в зависимости от режима работы турбины – под давлением или разрежением, часть – всегда под разрежением. К трубопроводам, работающим под разрежением, предъявляются повышенные требования к герметичности как самих трубопроводов, так и установленной на них арматуры. Делается это с целью исключения присоса через сальники арматуры окружающего воздуха и ограничения дальнейшего «заражения» кислородом всей тепловой схемы ПТУ. Например, на всасывающем участке трубопровода основного конденсата (участок трубопровода от конденсатосборника конденсатора до основных конденсатных насосов) согласно [45] выполняются специальные водяные уплотнения [46].

В ПТУ имеется незначительное количество трубопроводов, где транспортируемой средой является воздух или ПВС. Эти трубопроводы предназначены для отвода паровоздушной смеси (воздуха) из конденсаторов, подогревателей сетевой воды, подогревателей системы регенерации, насосов. Это трубопроводы взвода приводов обратных клапанов, отсоса паровоздушной среды из конденсатора, отсоса паровоздушной среды из ПСГ и некоторые другие. Бо́льшая часть из них работает под разрежением, и на них так же, как и на другие трубопроводы, работающие в подобных условиях, накладываются повышенные требования к герметичности. На эти трубопроводы должна устанавливаться арматура повышенной плотности.

6.3. Маслопроводы

Маслопроводы (трубопроводы масла) в ПТУ служат для подачи турбинного масла к элементам системы регулирования турбины (кроме турбин, где в системах регулирования используются конденсат или трудновоспламеняемые жидкости), системы смазки турбины и генератора (турбоагрегата), а также слива из этих систем. Современные ПТУ имеют общую систему смазки турбоагрегата. При использовании генератора с водородным охлаждением на основании исходной схемы генераторного завода разрабатывается проект трубопровода масляных уплотнений вала генератора.

Согласно [35] маслопроводы относятся к категории трубопроводов, предназначенных для жидкостей и используемых для рабочих сред группы 1. Турбинное масло относится к пожароопасным горючим жидкостям, поэтому предъявляются повышенные требования к конструкции маслопроводов, их взаимному расположению по отношению к другим трубопроводам и оборудованию машинного зала ТЭС.

Для соединения маслопроводов в основном используется сварка. Швы выполняются аргонодуговой сваркой без использования подкладных колец.

Тем не менее, при необходимости (см. выше) применяются и фланцевые соединения. В этом случае для предотвращения пожаров вследствие воспламенения масла на ТЭС использование фланцев строго регламентируется. Так, согласно [45] стальные плоские фланцевые соединения с выступом допускается использовать только на низконапорных (сливных) маслопроводах. На всех остальных маслопроводах следует использовать фланцы с выступом и впадиной или с шипом и пазом. Фланцевые соединения должны охватываться специальными плотными кожухами, предотвращающими от протечек, от струй масла наружу в случае разгерметизации фланцевого соединения. Напорные маслопроводы, расположенные вблизи оборудования и трубопроводов с температурой на их поверхности 180 ^{o}C и выше, которые могут быть орошены маслом при нарушении плотности фланцевых и сварных соединений маслопроводов, должны быть заключены в плотные стальные короба из листовой стали толщиной не менее 3 мм. В качестве прокладочного материала во фланцевых соединениях маслопроводов ПТУ УТЗ в основном используется маслобензостойкий паронит. Чем выше давление в маслопроводе, тем тоньше должна быть толщина прокладки.

6.4. Предохранительные клапаны

На рис. 6.4 в качестве примера представлена схема размещения защитной арматуры (предохранительных устройств и обратных клапанов) ПТУ с турбиной ПТ-140/165-130/15. На схеме выделены элементы арматуры общепромышленного назначения и арматуры турбинного завода.

Предохранительные клапаны разработки и производства УТЗ используются в качестве защиты от недопустимого повышения давления пара в отопительных отборах пара (паровых пространствах ПСГ) ПТУ. Известно, что превышение расчетного давления в элементах оборудования или трубопроводе может привести

к повреждению или разрушению этого оборудования, трубопровода, что, в свою очередь, может повлечь за собой тяжелые последствия.

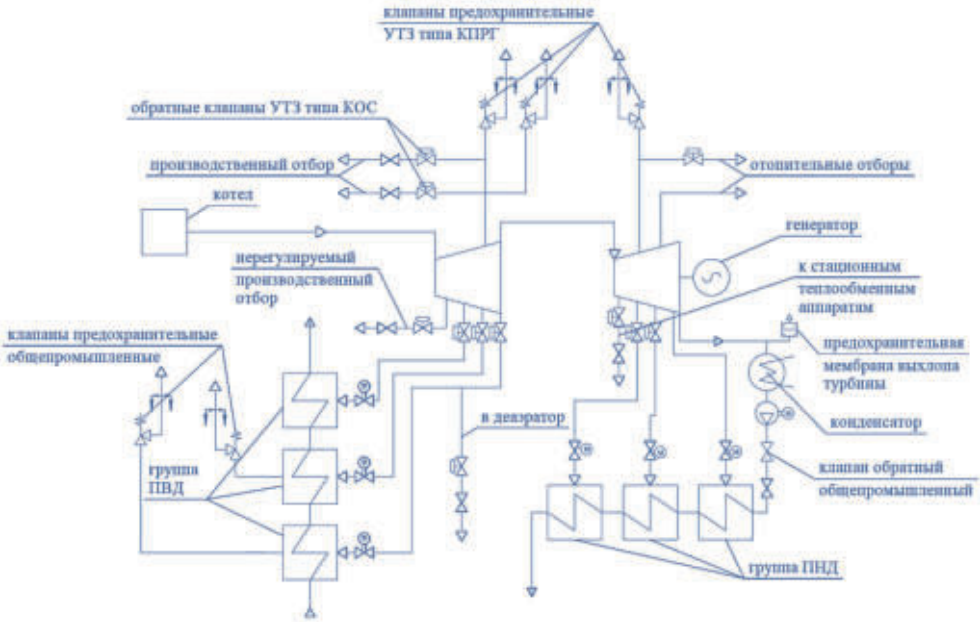


Рис. 6.4. Схема размещения предохранительной арматуры

При достижении в защищаемом объекте, например в отопительном отборе, давлением значения, превышающего установленный предел, предохранительный клапан автоматически открывается (срабатывает) и выпускает определенное количество среды, в данном случае – пара, из защищаемых объектов. Отвод пара из клапана, как правило, осуществляется по трубопроводу выхлопа в атмосферу (на крышу машинного зала ТЭС).

При срабатывании предохранительных клапанов мембранного типа (разрыве мембраны), которые используются в качестве защиты от повышения давления в выхлопной части ЦНД и в конденсаторе, излишек пара выходит непосредственно в машинного зал ТЭС в безопасное для обслуживающего персонала место.

В настоящее время в качестве предохранительных клапанов отопительных отборов (паровых пространств ПСГ) в ПТУ УТЗ используются рычажно-грузовые клапаны типа КПРГ. Согласно [47] по способу воздействия рабочей среды на тарелку клапанов такой конструкции они относятся к клапанам прямого действия: эти клапаны открываются под воздействием силы, создаваемой давлением пара, приложенной непосредственно к тарелке затвора. Принципиальная конструкция клапанов КПРГ УТЗ и их технические характеристики представлены на рис. 6.5

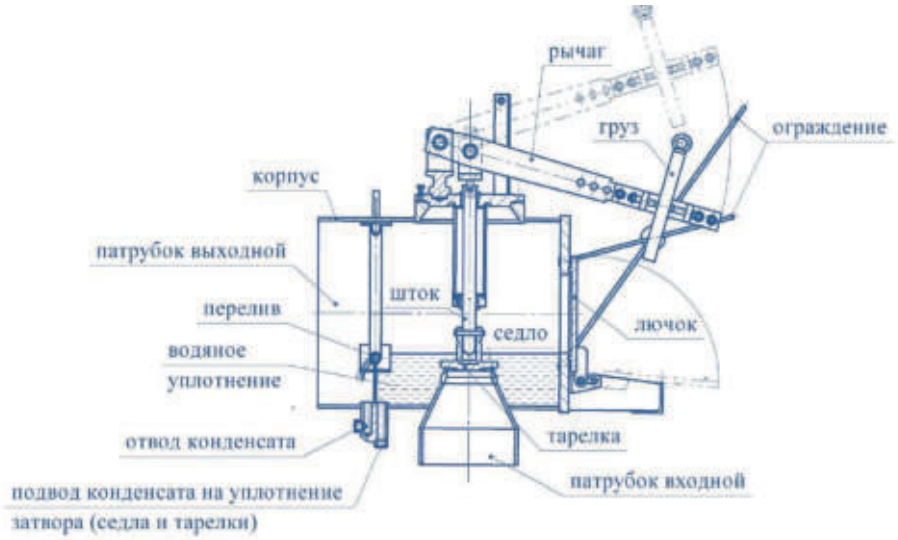


Рис. 6.5. Конструкция рычажно-грузовых предохранительных клапанов типа КПРГ

В теплофикационных ПТУ с низким давлением или разрежением в отопительных отборах, например, в ПТУ с турбиной Т-250/300-240, разрежение может составлять 0,05 МПа (0,5 кгс/см²). Учитывая невысокое давление или даже разрежение пара и, как следствие, его высокие удельные объемы, предохранительные клапаны отопительных отборов традиционно имели значительные габариты, рассчитанные на пропуск полного расхода пара, поступающего из турбины в ПСГ. Так, на отопительный отбор каждой ПТУ Т-250/300-240 требовалось четыре полнорасходных клапана с диаметрами входа и выхода пара каждого клапана 1000 мм. Предохранительных клапанов таких размеров в общепромышленном исполнении не было. Потребовались их разработка и выпуск на УТЗ.

Все предохранительные клапаны УТЗ, учитывая невысокое рабочее давление пара – до 0,4 МПа (4,0 кгс/см²), имеют сварную конструкцию.

Существенным отличием клапанов УТЗ от предохранительных клапанов, серийно выпускаемых отечественной и зарубежной промышленностью, является наличие водяного уплотнения тарелки (см. рис. 6.5). Такая конструкция в условиях работы турбины с разрежением в отопительном отборе исключает попадание в турбину и в паровое пространство ПСГ воздуха из машинного зала через возможные неплотности между тарелкой и седлом. Это наиболее важно для клапанов со значительным проходным сечением, где диаметр седла превышает 400 мм. При таких размерах в ходе эксплуатации возможны деформации седла, тарелки, и, как результат, плотность прилегания тарелки к седлу клапана со временем может ухудшиться, а поступление воды (конденсата), а не воздуха через неплотности клапана не отражается на разрежении в отопительном отборе, следовательно, не снижается эффективность работы ПСГ.

В последних разработках в системах защиты ПТУ УТЗ наряду с блоками предохранительных регуляторов используются так называемые

предохранительные клапаны «холостого хода», которые заменили используемые ранее полнорасходные крупногабаритные предохранительные клапаны.

Современные системы защиты всех теплофикационных ПТУ имеют в своем составе защиты от повышения давления в отопительных отборах пара. Эти защиты укомплектованы вновь созданными предохранительными клапанами типа КПРГ.

6.5. Обратные клапаны

Паровые турбины имеют значительное число отборов пара: в систему регенерации (в подогреватели системы регенерации); на отопление (теплофикацию); на производственные нужды. В подогревателях системы регенерации паром подогревается основной конденсат (питательная вода) ПТУ.

Из отопительных отборов турбины пар поступает:

- в один или два ПСГ, размещенных, как правило, в габаритах фундамента турбоагрегата или ячейки ПТУ;
- в станционный отопительный коллектор, куда могут поступать также и паровые потоки от других турбин или других источников пара;
- к теплообменным аппаратам, расположенным вне габаритов ячейки ПТУ.

Из отборов на производство пар, как правило, направляется в станционный коллектор производственного пара или коллектор собственных нужд ТЭС.

Во всех вышеперечисленных случаях на ряде режимов работы самой ПТУ или (и) потребителей пара имеется опасность возникновения обратного потока пара в турбину и, как следствие, ее разгона этим потоком. Общей для всех случаев причиной возникновения обратного потока может являться резкий сброс электрической нагрузки турбоагрегата. При этом с целью прекращения поступления свежего пара в турбину и ее разгона этим паром автоматически происходит закрытие стопорного и регулирующих клапанов. Вследствие этого резко снижается давление по всей проточной части турбины, в том числе и в камерах отборов. Давление в камерах отборов становится меньшим, чем давление в подогревателях системы регенерации, в ПСГ и прочих приемниках пара из отборов. В результате возникают обратный перепад давления и обратные потоки пара из приемников пара в источник пара – турбину. Эти потоки стремятся «разогнать» турбину.

Другими источниками обратных потоков могут служить станционные отопительный коллектор или коллектор производственного пара, в которые пар поступает из других турбин, РОУ, БРОУ и т.д. Даже при нормальной работе турбины, если потребители пара, берущие пар из станционных коллекторов, резко ограничат или прекратят его потребление, пар от этих других источников может обратным потоком поступить в турбину.

Для исключения возможности поступления пара обратного потока в проточную часть турбины независимо от причины и источников этого потока служат обратные клапаны.

В настоящее время обратные клапаны конструкции УТЗ изготавливаются подъемными и поворотными. Из конструктивных соображений подъемные клапаны выпускаются с *DN* 150 до *DN* 300, а поворотные – с *DN* 350 до *DN* 1000. На рис. 6.6 представлены принципиальные конструкции подъемного и поворотного обратных клапанов. Все клапаны УТЗ устанавливаются на

горизонтальных участках трубопровода с помощью сварки, максимально близко к патрубку отбора пара турбины.

Когда поток пара проходит клапан в прямом направлении (из камеры отбора турбины к приемнику пара), тарелка клапана «следит» за потоком и занимает положение, соответствующее данному режиму движения пара по трубопроводу (в зависимости от величины удельного динамического напора). Чем больше значение удельного динамического напора, тем больше открывается клапан. В подъемном клапане соответствующее режиму положение тарелки – это высота подъема тарелки, в поворотном – угол поворота тарелки. Методика расчета определения положения тарелки клапана и других его характеристик подробно изложена в [47]. Наблюдение за положением тарелки (величиной открытия клапана) при его работе в ПТУ осуществляется по специальному указателю, установленному «по месту», выведенному наружу и жестко связанному с подвижными элементами клапана. Крайние положения клапана (закрытое и открытое) фиксируются конечными выключателями, установленными непосредственно на клапане. Сигнал о том, в каком положении находится клапан, от конечных выключателей поступает в САУ и на щит турбины.

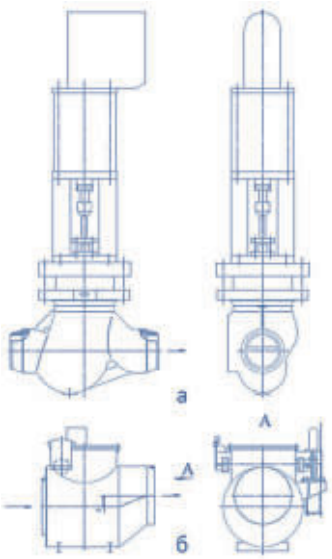


Рис. 6.6. Принципиальные конструкции обратных клапанов УТЗ:
а – подъемных; б – поворотных

Устройство обратного клапана таково, что в случае возникновения обратного потока тарелка клапана должна автоматически закрыться и прекратить доступ пара обратного потока в камеру отбора (проточную часть) турбины, тем самым предотвратив разгон турбины.

Обратный клапан, установленный на трубопроводе отбора пара из турбины, при прохождении потока пара в прямом направлении является местным гидравлическим сопротивлением, которое приводит к увеличению потери давления в трубопроводе отбора, что, в свою очередь, снижает экономичность ПТУ.

Отметим, что в ПТУ с турбинами Т-120/130-8МО предусмотрено как минимум по пять обратных клапанов.

Выбор конструкции обратных клапанов определяется местом их установки в схеме ПТУ. Клапаны установлены на трубопроводах отборов пара к ПВД, где наиболее высокие рабочие параметры пара. Так, в трубопроводе отбора пара к ПВД-7, где установлен клапан КОС-150, давление составляет 3,7 МПа (37 кгс/см^2), температура – 395 ^{0}С. Клапаны установлены и на трубопроводах отборов пара к ПНД, где наиболее низкие параметры пара: в трубопроводе отбора пара к ПНД-3, где установлен клапан КОС-500, давление составляет 0,4 МПа (4,0 кгс/см^2), температура – 200 ^{0}С.

Поэтому в отличие от предохранительных и обратных клапанов, рассчитанных на низкие параметры пара отопительных отборов и выполненных сварной конструкции, в основном из углеродистой стали, обратные клапаны (их корпуса, тарелки), работающие в области высоких параметров пара, изготовлены с использованием отливок из легированных сталей. Корпуса обратных клапанов, работающих в области низких температур, выполнены сварными из углеродистой стали.

УТЗ на моделях и в натурных условиях проведены опытно-конструкторские работы по оптимизации проточной части клапанов с целью снижения их гидравлического сопротивления с сохранением высокой степени надежности срабатывания (закрытия) при возникновении обратного потока [9, 22]. В настоящее время имеются современные методики расчета разгона турбины обратным потоком пара, которые позволяют принимать достоверные решения о необходимости установки обратного клапана на том или ином трубопроводе отбора пара из турбины.

В [23] на примере ПТУ с турбиной Т-110/120-12,8, являющейся базовой ПТУ для многих ПТУ УТЗ, в том числе и для пришедшей ей на замену ПТУ с турбиной Т-120/130-130-8МО, показано, насколько значимыми являются величины гидравлических сопротивлений обратных клапанов (потерь давления в клапанах) и как эти сопротивления влияют на экономичность ПТУ. Так, изъятие обратных клапанов из трубопроводов отборов пара к ПНД-1 и ПНД-2 в ПТУ с турбиной Т-120/130-130-8МО привело к выработке дополнительной мощности более 0,5 МВт. Решению об отказе от обратных клапанов на этих отборах предшествовали схемные проработки и расчеты, гарантирующие невозможность разгона турбины обратным потоком пара из этих трубопроводов отборов.

Потери давления в обратном клапане тем ниже, чем больше открыт клапан. Однако при возникновении обратного потока в открытом обратном клапане усилие на закрытие тарелки в подъемном клапане и момент на ее закрытие в поворотном клапане снижаются. Это снижает надежность клапанов. Сохранению высокой надежности клапанов (быстрому и надежному закрытию тарелок при возникновении обратного потока) способствует простое конструктивное решение: выполнение смещения h оси выходного патрубка клапана относительно оси входного (см. рис. 6.6).

С учетом высоких требований к надежности закрытия обратных клапанов при возникновении обратных потоков все обратные клапаны УТЗ, как и других производителей ПТУ, снабжаются устройствами для принудительного закрытия

(посадки) тарелки – приводами. На обратные клапаны УТЗ устанавливаются пружинные приводы. На рис. 6.7, а, б показаны приводы подъемного и поворотного обратных клапанов. Приводы не препятствуют перемещению тарелки клапана при нормальной работе турбины (работе клапана в прямом потоке). При вступлении в действие системы защиты ПТУ (срабатывании защиты) приводы воздействуют на тарелку клапана усилием (моментом), придавая ей импульс на закрытие. Если причиной срабатывания защиты был, например, сброс нагрузки турбины и образовались обратные потоки пара в турбину, то приводы придают дополнительный импульс на закрытие тарелки к основному импульсу, возникающему от самого обратного потока. Часто этого дополнительного импульса бывает достаточно, чтобы сдвинуть тарелку клапана при ее «зависании», которое может быть следствием, например, «прикипания» подвижных элементов клапана к неподвижным. Для предотвращения «зависания» обратных клапанов эксплуатационным персоналом ТЭС периодически должны проводиться операции их расхаживания.

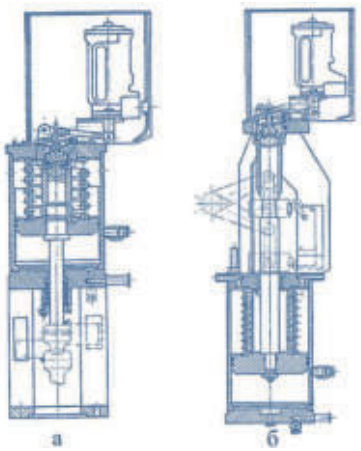


Рис. 6.7. Приводы обратных клапанов: а – подъемных; б – поворотных

На рис. 6.8 показаны основные элементы привода (в его взведенном положении), которым в настоящее время оснащаются все обратные клапаны ПТУ УТЗ.

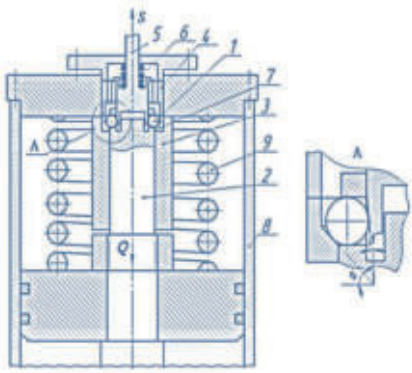


Рис. 6.8. Основные элементы привода (привод во взведенном положении)

На выноске *А* показана схема заклинивания шарика шарикового замка, используемого в приводе (подробно – в [24]). Шариковый замок привода содержит шарики *1*, размещенные в радиально расположенных отверстиях штока *2*, соединенного с подвижными элементами привода. Внутренняя поверхность нижней части стакана *3* для штока *2* с шариками *1* служит направляющей. В верхней части стакана *3* размещена направляющая втулка *4*, внутри которой находятся золотник *5*, поджатый пружиной *6*, а также упор *7*. Стакан *3* с размещенными в нем деталями крепится к цилиндру *8*, внутри которого имеется силовая пружина *9*. Рабочие поверхности упора *7* и золотника *5* выполнены конусными с углами наклона образующей конусов соответственно α и β (см. выноску *А*).

Фиксация подвижных элементов привода в его взведенном положении осуществляется за счет заклинивания шариков *1* между упором *7* и золотником *5*, что достигается выполнением конуса золотника *5* с углом наклона образующей конуса β меньше угла трения, обеспечивающего условие заклинивания шариков *1*. Во взведенном положении привода его подвижные части удерживаются шариковым замком в верхнем положении. Давление в подпоршневой полости цилиндра *8* отсутствует. Для срабатывания привода, т.е. освобождения его подвижных частей от фиксации, золотник *5* получает перемещение вверх с помощью электромагнита, размещенного в верхней части привода (см. рис. 6.7) Усилие *S* – это усилие на открывание замка. Подвижные части привода вместе со штоком *2* и шариками *1* за счет усилия *Q* сжатой силовой пружины *9* переместятся вниз, т.е. привод сработал (рис. 6.9).

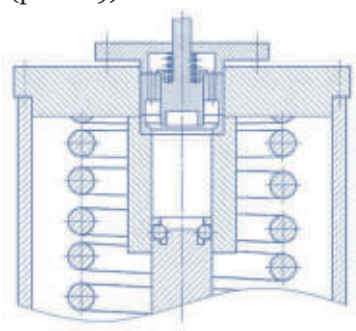


Рис. 6.9. Подвижные элементы привода в положении его срабатывания

Для взвода привода в подпоршневой полости цилиндра *8* создается давление с помощью сжатого воздуха или основного конденсата, и подвижные элементы привода вместе со штоком *2* и шариками *1* перемещаются вверх. Дойдя до золотника *5*, шарики *1* приподнимут его до тех пор, пока сумма усилия от массы золотника и усилия пружины *6* не окажется достаточной, чтобы шарики *1* сместились в своих радиально расположенных отверстиях штока *2* от центра к периферии, т.е. к упору *7*. Стакан *3* ограничивает ход подвижных элементов привода вверх. После снятия давления в подпоршневой полости цилиндра *8* под действием усилия сжатой силовой пружины *9* шарики *1* окажутся заклиненными между упором *7* и золотником *5*. Таким образом, подвижные элементы привода окажутся зафиксированными в верхнем положении, а привод – взведенным.

Для взвода приводов обратных клапанов на УТЗ разрабатываются соответствующие схемы и трубопроводы. В качестве приводов обратных клапанов используются:

- для поворотных клапанов – привод типа ППС-1200-3/20-I;
- для подъемных клапанов – привод типа ППС-1000-3/20-I.

В обозначении типа привода, например, ППС-1000-3/20-I:

- ППС – привод пружинный с воздействием на срабатывание от соленоида (электромагнита);
- 1000 – усилие, с которым силовая пружина воздействует на поршень в цилиндре в начальный момент срабатывания привода, кгс;
- 3/20 – давление среды при взводе привода, минимальное/максимальное, кгс/см² (изб.);
- I – модификация.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 6

1. Перечислите основные трубопроводы паровой турбины, проектируемые заводом-изготовителем и трубопроводы турбоустановки, проектируемые проектной организацией.
2. Назовите основной фактор при определении внутреннего диаметра трубопровода.
3. Что означает термин «условный диаметр трубопровода»?
4. Приведите примеры использования предохранительных клапанов в тепловой схеме паровой турбины.
5. Поясните принцип действия обратного клапана. На каких трубопроводах применяются данные устройства?

ГЛАВА 7. ОСНОВНЫЕ СХЕМНО-КОМПОНОВОЧНЫЕ И СТРОИТЕЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ

7.1. Общие сведения

Схемные и компоновочные решения, реализуемые при размещении паровой турбины, генератора и вспомогательного оборудования в машинном зале станции, оказывают большое влияние на стоимость строительно-монтажных работ как собственно машинного зала, так и всего главного корпуса станции. От этих решений во многом зависит в дальнейшем эффективная, надежная и безопасная работа энергетического оборудования.

Под компоновкой ПТУ понимается взаимное расположение входящего в ПТУ и непосредственно с ней связанного оборудования и размещение этого оборудования относительно строительных конструкций машинного зала станции. В соответствии со сложившейся практикой разработчик собственно турбины разрабатывает не только тепловую схему ПТУ, но и компоновку всего оборудования, предусмотренного тепловой схемой, включая компоновку турбоагрегата. В качестве примера на рис. 7.1 и 7.2 показаны компоновки ячеек ПТУ с турбинами Т-125/150-12,8 и К-65-12,8, выполненные в системе трехмерного твердотельного проектирования.

Конструкторские работы по сопряжению ротора турбины и вала генератора, а также расчеты, касающиеся их совместной работы, также выполняются турбинными заводами. Кроме того, в объем разрабатываемой документации традиционно входят: задания на разработку чертежей фундамента турбоагрегата, полов машинного зала, площадок обслуживания; монтажные чертежи трубопроводов; перечни электрифицированного оборудования и арматуры и т. д. Все задания передаются соответствующим проектным организациям для разработки рабочей документации.

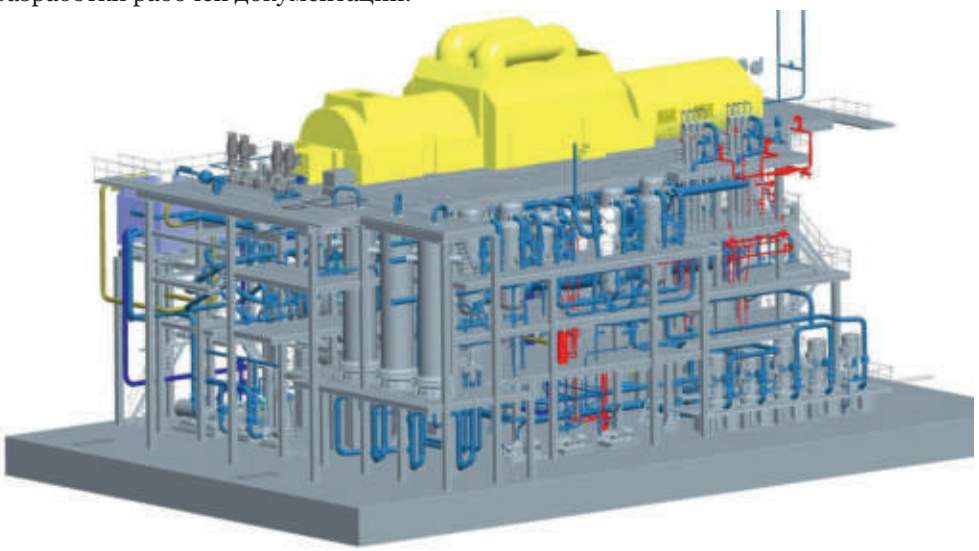


Рис. 7.1. Компоновка ячейки ПТУ с турбиной Т-125/150-12,8

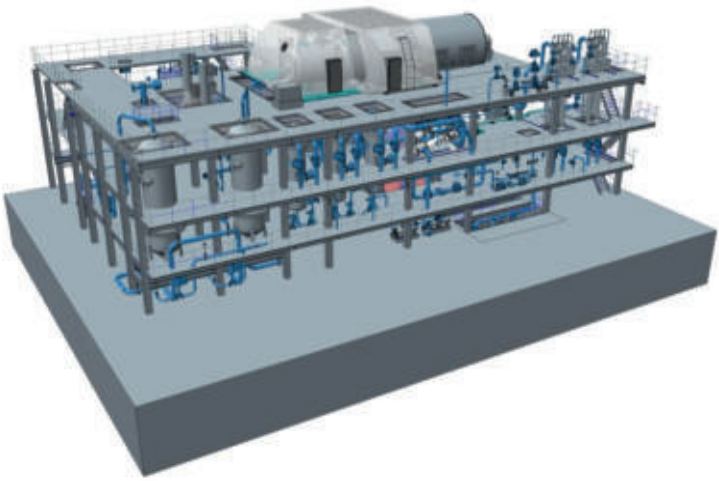


Рис. 7.2. Компоновка ячейки ПТУ с турбиной К-65-12,8

Такая практика организации работ, когда в объем документации, разрабатываемой турбинным заводом, входит не только документация, касающаяся собственно турбины и оборудования, им изготавливаемых, но и документация, касающаяся взаимосвязанной работы турбины и генератора, а также турбины и вспомогательного оборудования, свидетельствует о том, что турбина является базовым элементом ПТУ в целом и турбоагрегата в частности. Необходимо отметить, что ответственность за надежность и экономичность принципиальных проектно-конструкторских решений (в том числе компоновочно-строительных) как по собственно турбине, так и по ПТУ в целом, является единой, и несет ее турбинный завод.

Компоновка ПТУ должна быть максимально компактной при условии обеспечения проектных технико-экономических показателей и показателей надежности каждой единицы оборудования, входящего в ПТУ, и ПТУ в целом. Также должно выполняться условие доступного и удобного обслуживания и ремонта оборудования. Компоновка, в полной мере отвечающая указанным требованиям, может считаться оптимальной.

При новом проектировании разработчик ПТУ может добиться оптимальной компоновки, создавая так называемую типовую компоновку, практически не учитывая расположение турбоагрегата ни в плане, ни по высоте машинного зала.

При новом строительстве или расширении станции эти факторы и множество других, как правило, учитывает проектировщик станции. К таким факторам, в частности, относятся: размеры площадки под строительство; по какой схеме работает турбина с котлом – по блочной или с поперечными связями; стоимость строительной части здания машинного зала и т. д. При новом строительстве или расширении существующей станции ее проектировщик обычно использует типовую компоновку того или иного типа ПТУ, привязывая эту компоновку к проекту конкретной станции.

Основным (базовым) элементом компоновки ПТУ является турбоагрегат со своим фундаментом.

По расположению турбоагрегата в машинном зале (в плане) компоновка может быть продольной или поперечной. В первом случае турбоагрегат своей продольной осью размещается вдоль длины машинного зала, во втором случае – поперек. Компоновки ПТУ могут быть реализованы как в продольном, так и в поперечном вариантах.

Связь турбин с котлом (котлами) по свежему пару и питательной воде может осуществляться как по блочной схеме, так и по схеме с поперечными связями. В первом случае ПТУ, как правило, имеет поперечную компоновку. В частности, ПТУ с турбиной Т-255/300-240, устанавливаемые только по блочной схеме, имеют лишь поперечную компоновку, что позволяет упростить и снизить затраты на трубопроводы свежего пара, линии холодного и горячего промежуточного перегрева пара.

Турбоагрегаты с турбинами, работающими с котлами по схеме с поперечными связями, могут иметь как продольное, так и поперечное расположение. Решение об использовании продольной или поперечной компоновки ПТУ принимается в каждом конкретном случае индивидуально – применительно к конкретным турбине и станции.

По высоте компоновка ПТУ обычно разделяется на ряд уровней – так называемых высотных отметок, на которых организуются площадки обслуживания оборудования ПТУ. Верхняя площадка обслуживания (оперативная отметка обслуживания или пол машинного помещения) ПТУ традиционно располагается на одном уровне с верхней поверхностью верхней плиты фундамента турбоагрегата. Нижний уровень обслуживания – пол конденсационного помещения. Его высотная отметка обычно совпадает с уровнем планировки земельного участка вокруг здания машинного зала, что позволяет организовать удобные въезды в это здание для железнодорожного и автомобильного транспорта. Высотную отметку пола конденсационного помещения принято считать нулевой.

В ряде случаев под полые конденсационные помещения выполняется подвал. Такое решение оправдывает себя, если экономия энергии циркуляционных насосов на подачу охлаждающей воды в конденсатор и экономия от уменьшения высоты надземной части здания машинного зала компенсируют затраты на организацию подвального помещения. В ряде случаев наличие подвала в машинном зале обусловлено рельефом местности в районе конкретной станции.

Под термином «машинный зал» обычно понимается подвал (если таковой имеется), конденсационное и машинное помещения. Пол конденсационного помещения часто также называют полом машинного зала. Часто вместо сплошного подвала в полу конденсационного помещения выполняются местные приямки глубиной 1,5...2,5 м для установки в них, например, конденсатных насосов, для которых требуется определенная высота подпора, обусловленная кавитационным запасом насосов.

Для ПТУ с конденсаторами высота конденсационного помещения (от пола конденсационного помещения до пола машинного помещения, т.е. от нулевой отметки до верхней отметки обслуживания) складывается, в основном, из двух составляющих: высоты конденсатора с конденсатосборником и расстояния от торца выхлопного патрубка до нижней опорной поверхности корпусов

подшипников турбин, которая для большинства ПТУ, расположена на отметке пола машинного помещения.

Следует иметь в виду, что расстояние от пола машинного помещения до оси турбоагрегата (до горизонтального разъема турбины) для всех турбин УТЗ и значительной части турбин других заводов является величиной постоянной и составляет 920 мм.

Для монтажа, эксплуатации и ремонта оборудования, установленного в машинном зале, и в первую очередь – оборудования ПТУ, используются мостовые краны. Иногда на период ведения монтажных работ на ПТУ кроме мостового крана используется полноповоротный кран, временно закрепляемый на верхней плите фундамента турбоагрегата. Грузоподъемность такого крана небольшая – 2 или 3 т, но вылет стрелы может составлять 17,0 или 15,0 м соответственно. Грузоподъемность мостового крана принимается исходя из необходимости подъема и транспортирования при монтаже, эксплуатации и ремонте наиболее тяжелой единицы оборудования машинного зала. Наиболее тяжелым при монтаже в большинстве случаев является статор генератора. Однако часто грузоподъемность мостового крана принимается меньше, чем масса статора генератора. В этом случае монтаж статора генератора выполняется с помощью двух мостовых кранов и специального грузоподъемного приспособления. При этом мосты обоих кранов на время монтажа жестко соединяют между собой. Также при монтаже статора используются специальные такелажные инструменты и приспособления. Наиболее тяжелой единицей оборудования, которую необходимо поднимать, опускать и транспортировать по машинному залу при ремонтах, оказывается верхняя половина ЦНД.

Для расчета высотной отметки подкрановых путей при проектировании компоновки ПТУ определяется необходимая высота подъема главного и вспомогательного крюков мостового крана над уровнем пола машинного помещения. Предполагается, что главным крюком снимается верхняя половина ЦНД турбины с нижней половины при установленном в последней облопаченном роторе. Аналогично рассчитывается высота подъема малого крюка крана над уровнем пола машинного помещения при снятии корпуса с трубной системы наиболее высокого ПВД. Учитывая наибольший из этих двух размеров, генеральный проектировщик станции определяет высотную отметку для подкрановых путей. Таким образом, высота конденсационного помещения и расстояние от пола машинного помещения до подкрановых путей машинного зала, определяющиеся при разработке компоновки ПТУ, являются главными составляющими при расчете генеральным проектировщиком станции высоты машинного зала.

Технико-экономические показатели (эффективность) жизненного цикла станции, включая этап ее строительства, во многом определяют схемно-компоновочные решения, заложенные в ПТУ. Доход, получаемый за счет использования ПТУ, прямо пропорционален ее электрической и тепловой мощности, периоду полезной эксплуатации ПТУ на станции, ценовым показателям на рынке электрической и тепловой энергии. Учитывая, что турбинный завод получает заказ на разработку и производство ПТУ уже определенной электрической и тепловой мощности, а на остальные составляющие дохода

турбинный завод также влиять не может, ниже рассмотрены составляющие затрат генерирующей компании, прямо или косвенно зависящие от технических решений по компоновке оборудования и схеме, заложенных турбинным заводом в ПТУ. Эти затраты делятся на две основные составляющие:

- капитальные затраты (разовые расходы на ПТУ);
- текущие затраты (расходы за период эксплуатации ПТУ).

В укрупненном виде основные статьи капитальных затрат включают:

1) затраты на приобретение основного и вспомогательного оборудования ПТУ производства турбинного завода, в том числе на разработку проектно-конструкторской документации (ПКД) на это оборудование, включающей также разработку тепловых, гидравлических схем, схем регулирования, автоматики и управления, рабочих чертежей трубопроводов, компоновки оборудования, строительных заданий, в том числе на фундамент турбоагрегата, заданий на металлоконструкции в ячейке ПТУ и ряда других документов;

2) на приобретение оборудования ПТУ, предусмотренного разработанной схемой, за исключением оборудования по п. 1);

3) на приобретение материалов, полуфабрикатов и пр. для выполнения строительно-монтажных работ (СМР);

4) на приобретение трубопроводов ПТУ;

5) на разработку проекта производства работ, монтаж оборудования и трубопроводов в ячейке ПТУ;

6) на проектирование строительных конструкций и производство СМР, в том числе каркаса здания главного корпуса станции, фундамента турбоагрегата, металлоконструкций (площадок обслуживания), полов и прочих элементов главного здания станции.

Затраты по статье 1) для заказчика ПТУ включают стоимость поставки турбинным заводом по договору турбины, конденсатора, сетевых подогревателей и другого оборудования ПТУ. В эту сумму, как правило, уже входят оценочные затраты на разработку проектно-конструкторской документации (ПКД). Затраты по договору в основном зависят от мощности ПТУ и состава оборудования, включенного в объем поставки. Часто договор заключается до принятия схемных решений по конкретной ПТУ, т. е. до разработки ПКД, поэтому схемные решения практически не оказывают влияния на величину затрат по этой статье.

Затраты (расходы) по статье 2), как правило, определяются (уточняются) после принятия турбинным заводом схемных решений по ПТУ. Заказчик направляет эти средства на приобретение насосного оборудования, аппаратов системы регенерации, регулирующей арматуры, элементов КИПиА (продукции производства соответствующих предприятий). В этом случае схемно-компоновочные решения, принятые турбинным заводом, определенным образом могут влиять на эти затраты заказчика. Выполняемая турбинным заводом оптимизация количества, номенклатуры данной продукции позволяет минимизировать расходы заказчика.

Как уже отмечалось, турбинный завод разрабатывает компоновочное задание на фундамент турбоагрегата (турбины своего производства и генератора производства генераторного завода). Такое задание разрабатывается на основании требований нормативных документов, накопленного опыта при разработке ПКД,

совместных решений со специализированной организацией, разрабатывающей в соответствии с компоновочным заданием турбинного завода рабочие чертежи фундамента. Таким образом, затраты по статье 3) (объем бетона, количество строительной арматуры и других материалов, необходимых при возведении фундамента турбоагрегата) напрямую зависят от решений, заложенных в проекте турбинного завода.

Расходы заказчика на приобретение плит перекрытий для полов, сортового проката для площадок обслуживания в ячейке ПТУ также напрямую зависят от заданий на полы и на площадки обслуживания, выдаваемых турбинным заводом заказчику (генеральному проектировщику станции).

Турбинный завод разрабатывает рабочие чертежи трубопроводов ПТУ. Рабочие чертежи включают в себя все элементы трубопроводов, в том числе опоры, трубопроводную арматуру. Теплоизоляцию трубопроводов выбирает генеральный проектировщик станции. Расходы заказчика по статье 4) на закупку трубопроводов ПТУ зависят, при прочих равных условиях, от массы и материала трубопроводов, сложности их элементов, т. е. прямо зависят от рабочих проектов трубопроводов ПТУ.

Более 50 % капитальных затрат на станции приходится на оборудование и строительную часть ее главного корпуса. Существенную часть главного корпуса занимает машинный зал (турбинное отделение). Основную часть компоновки последнего составляет компоновка ПТУ. Таким образом, от компоновочных решений по ПТУ прямо зависят затраты по статьям 5), 6) на СМР главного корпуса, а значит, и станции в целом. В большей степени компоновочные решения ПТУ влияют на «классические» станции, где ПТУ являются базовыми энергетическими установками паросилового цикла. В меньшей степени это относится к станции с ПГУ, где в роли базовых энергетических установок вместе с ГТУ выступает и ПТУ.

Одним из главных показателей эффективности компоновочных и схемных решений ПТУ, а значит, и станции в целом является эффективность использования пространства главного корпуса станции. Эффективность использования пространства является критерием, определяющим качество проектирования компоновки ПТУ как совокупности технических решений по размещению оборудования, трубопроводов и строительных конструкций, выполняющих комплекс определенных функций. При этом, безусловно, компоновка должна удовлетворять требованиям по надежности, безопасности, ремонтопригодности, удобству в обслуживании. Тем не менее, эффективность использования пространства является наиболее важным интегральным критерием эффективности компоновки в целом.

В качестве оценочных критериев эффективности использования пространства (эффективности компоновки ПТУ) используются такие показатели, как удельная площадь и удельный объем машинного зала: отношение соответственно площади и объема машинного зала к электрической (S/N и V/N) и к тепловой мощности (S/Q и V/Q) ПТУ, установленных в машинном зале. Чем меньше значения этих показателей, тем выше эффективность компоновки машинного зала в целом и компоновки ПТУ в частности.

В табл. 7.1 приводятся сравнительные данные для ряда ПТУ, разработанных и изготовленных УТЗ с 2007 по 2013 гг.

Таблица 7.1

Сравнение компоновок различны ПТУ УТЗ

Турбоагрегат (турбина + генератор)	Электрическая мощность, *N*, МВт	Тепловая мощность, *Q*, Гкал/ч	Габариты ячейки ПТУ, м			Показатели эффективности				Примечание
			Длина*	Ширина**	Высота***	*S*/*N*, м²/кВт	*V*/*N*, м³/кВт	*S*/*Q*, м²/(Гкал/ч)	*V*/*Q*, м³/(Гкал/ч)	
Т-120/130-130-8МО + ТФ-125-2У3 (ТВФ-125-2У3)	130	188	39	24	12	0,0072	0,086	4,97	59,0	Два ПСГ-2300
Тп-100/110-8,8 + ТФ-110-2У3	110	160	36	23	12	0,0075	0,090	5,18	62,1	Без ПСГ
Т-50/60-8,8 + ТФ-63-2У3	60	120	29	19,2	11	0,0093	0,102	4,64	51,04	Один ПСГ-1300
К-63-90 + ТВ-60	63	-	32	16,5	10,7	0,0083	0,090	-	-	
Тп-35/40-8,8 + ТФ-45-2У3	40	75	28	19	11	0,0133	0,146	10,64	117,0	В составе ПГУ-110, без ПСГ, производственный отбор
Т-40/50-8,8 + ТФ-50-2У3	50	120	29	21	12	0,0091	0,146	5,07	60,9	В составе ПГУ-115, один ПСГ-1300
Т-53/67-8,0 + ТФ-80-2У-3	67	120	30,5	20	10,9	0,0080	0,099	5,08	55,42	В составе ПГУ-230, два ПСГ-1300
Т-63/76-8,8 + ТФ-80-2У3	76	120	29,5	21	12	0,0082	0,098	5,16	62,0	В составе ПГУ-230, два ПСГ-1300
Т-113/145-12,4 + ТФ-160П-2У3	145	188	48	23	12	0,0076	0,091	5,87	70,4	В составе ПГУ-410, два ПСГ-2300

* *С учетом выемки ротора генератора.*

** *Без учета выемки трубок конденсатора.*

*** *С учетом приямков, без учета высоты турбины и генератора над отметкой пола машинного помещения.*

Следует иметь в виду, что показатели эффективности, приведенные в таблице, рассчитывались исходя из габаритов компоновки ПТУ. Габариты машинного зала, естественно, превышают габариты ячейки ПТУ, поэтому численные значения показателей по машинному залу будут больше, а эффективность компоновки машинного зала – ниже эффективности компоновки собственно ПТУ.

Для ПТУ в качестве электрической мощности принималось ее максимальное значение, в качестве тепловой мощности (отопительной нагрузки) – максимальное значение, определяемое характеристиками используемых подогревателей сетевой воды или нагрузкой отопительного отбора в станционный коллектор.

Анализ приведенных в табл. 7.1 данных показывает, что наиболее эффективной по уровню использования пространства является ПТУ с турбиной Т-120/130-130-8МО. И это при том, что такая ПТУ имеет полноценную систему регенерации, включающую в себя кроме эжекторов четыре ПНД и три ПВД. Однако этот факт лишь подтверждает закономерность: ПТУ большей единичной мощности, как правило, более эффективны по уровню использования пространства (имеют меньшие значения удельных площадей и объемов), чем ПТУ с меньшей единичной мощностью. Это подтверждается и данными по самой крупной в этой таблице ПТУ с турбиной Т-113/145-12,4, работающей в составе ПГУ-410. Впрочем, турбины мощностью около 50 МВт также имеют высокие показатели эффективности использования пространства. Несколько хуже выглядят такие показатели у ПТУ с турбиной Тп-35/40-8,8. Это связано с тем, что эта ПТУ спроектирована под существующую ячейку установленной ранее классической турбины для паросилового цикла большей мощности.

Очевидно, что показатели эффективности использования пространства имеют характер некоторой дискретности. К примеру, если значение удельной площади одной ПТУ по отношению к другой больше на 50 %, т. е. эффективность первой ПТУ ниже, чем второй, это не означает, что на площади второй можно разместить ПТУ мощностью, в полтора раза превосходящей мощность менее эффективной установки.

Дискретность показателей эффективности использования пространства объясняется тем, что длина, ширина, высота ячейки ПТУ, а значит и размеры машинного зала главного корпуса станции зависят от конкретного оборудования. В ПТУ длина ячейки зависит от суммарной длины турбоагрегата, ширина – от длины конденсатора и сетевых подогревателей, высота – от высоты конденсатора и величины требуемого подпора для конденсатных насосов конденсатора. Таким образом, невозможно использовать в каждой ПТУ, под каждую конкретную мощность индивидуально разработанные, например, конденсатор и сетевой подогреватель. Отсюда, отчасти, следуют низкие показатели эффективности ПТУ с турбиной Т-40/50-8,8 (высокие значения S/N и V/N), в которой используются те же конденсатор и подогреватель сетевой воды, что и для ПТУ с турбиной Т-63/76-8,8, имеющей электрическую мощность в полтора раза выше.

Специфическими показателями эффективности использования пространства для компоновок теплофикационных ПТУ производства УТЗ являются удельные площади и объемы ячейки, отнесенные к тепловой, в данном

случае – к отопительной нагрузке ПТУ (S/Q и V/Q). По этим показателям ПТУ УТЗ, в которых используется наиболее экономичный двухступенчатый подогрев сетевой воды в горизонтальных подогревателях, установленных под фундаментом турбоагрегата, выгодно отличаются от теплофикационных ПТУ других производителей.

Все же не следует упускать из виду тот факт, что в настоящее время как схемные, так и компоновочные решения ПТУ в России в значительной мере разрабатываются под конкретные условия размещения их в существующих машинных залах главных корпусов станций. При таком подходе показатели эффективности использования пространства являются скорее следствием поставленных ограничений, нежели целью.

Вместе с тем независимо от того, выполняется ли новое строительство станции и, в частности, возводится ли новый главный корпус, или ПТУ должна размещаться в имеющемся машинном зале, проект ПТУ должен обеспечивать наименьшие затраты на СМР. Компоновка ПТУ должна быть выполнена таким образом, чтобы при ее монтаже требовалось как можно меньше специальных дорогостоящих работ. К примеру, монтаж такого крупногабаритного оборудования, как конденсатор, подогреватели сетевой воды, устанавливаемые под верхней частью фундамента турбоагрегата, требует серьезных подготовительных операций. Установка направляющих конструкций для заводки оборудования, фиксация оборудования специальными устройствами, возведение дополнительных строительных лесов – все эти работы должны быть сведены к минимуму. Снижение затрат на СМР связано также с минимизацией земляных работ. Компоновка должна обеспечивать беспрепятственный монтаж турбины, конденсатора, сетевых подогревателей.

Укрупненно основные статьи текущих затрат включают:

1) затраты на зарплату персонала станции;

2) на топливо;

3) на обслуживание и ремонт оборудования в пределах ячейки ПТУ;

4) на обслуживание и ремонт здания и сооружений главного корпуса станции.

Затраты по статье 1) практически не связаны со схемно-компоновочными решениями ПТУ.

Расходы по статье 2) в структуре затрат генерирующего объекта являются определяющими. На удельные затраты на топливо и в конечном счете на суммарные затраты по этой статье влияет КПД и, в первую очередь, КПД турбоагрегата (турбины и генератора). Влияют на эти затраты и схемно-компоновочные решения ПТУ.

Компоновка ПТУ влияет на размеры и особенности машинного зала главного корпуса станции. Таким образом, компактная компоновка ПТУ должна приводить при новом строительстве станции к уменьшению размеров главного корпуса и, как следствие, к снижению затрат по статье 4) на обслуживание и ремонт здания и сооружений станции в целом.

7.2. Схемно-компоновочные решения ПТУ

Схемно-компоновочные решения по машинному залу главного корпуса станции определяются оборудованием, конструкциями и коммуникациями как входящими, так и не входящими в традиционно определяемый действующим состав ПТУ, но функционально тесно связанными с ней:

- основное оборудование (турбина, генератор); вспомогательное оборудование (конденсатор, подогреватели, насосные агрегаты, баки, охладители и т. п.);
- строительные конструкции (фундаменты оборудования, металлоконструкции площадок обслуживания, опорные железобетонные и металлические конструкции, металлические и железобетонные перекрытия полов и промежуточных площадок);
- коммуникации (трубопроводы пара, горячей воды, воздуха, паровоздушной смеси, масла; кабельное хозяйство, состоящее из силовых, сигнальных, управляющих слаботочных кабелей и т. п.).

Для описания схемно-компоновочных решений ПТУ удобно классифицировать оборудование и коммуникации по системам, выполняющим одну функцию или группу функций. Такая классификация является достаточно условной и для разного состава оборудования может быть различной.

Основные системы ПТУ:

- система подвода свежего пара к турбине;
- тракт основного конденсата;
- система регенеративных отборов;
- эжекторная установка;
- сетевая установка;
- тракт питательной воды;
- система паровых уплотнений;
- система маслоснабжения;
- система регулирования.

Далее в главе приводится описание первых семи систем ПТУ. Остальные системы описываются в главах по принадлежности.

Схемные и компоновочные решения неразрывно связаны между собой. Зачастую схемные решения предопределяют компоновку оборудования, входящего в систему, а компоновочные ограничения, возникающие ввиду стремления разработчика компактно разместить оборудование, в свою очередь, сужают вариативность схемных решений для системы. Кроме всего прочего, собственно оборудование практически всегда определяет возможный круг схемных и компоновочных решений.

В табл. 7.2 приведены основные схемно-компоновочные характеристики современных ПТУ УТЗ.

Таблица 7.2

Основные схемно-компоновочные характеристики современных ПТУ УТЗ

Объект	Тип турбины	Цилиндры турбины	Система регене-рации	Оперативная отметка пола машинного помещения	Теплофикация	Расположение в машинном зале	Габариты ячейки (длина × ширина), мм	Объем маслобака, м³	Тип конденсатора
Абаканская ТЭЦ	Т-120/136-12,8-8МО	ЦВД+ЦСД +ЦНД	4ПНД+ 3ПВД	+12,000	2ПСГ-2300	Поперечное	34000 × 23000	26	КГ-6200
Аргаяшская ТЭЦ	Т-60/65-8,8	ЦВД	3ПНД+ 2ПВД	+8,000	Отбор *DN* 1000	Продольное	28400× 17800	22	К-3100
Барнаульская ТЭЦ-2	Т-60/65-130-2М (две турбины)	ЦВД+ЦНД	4ПНД+ 3ПВД	+8,000	2ПСГ-1300	Поперечное	30000× 21000	22	К-3100-VI
Василеостровс-кая ТЭЦ	Т-50/60-8,8	ЦВД	3ПНД+ 2ПВД	+8,000	Отбор *DN* 800×2	Продольное	26550× 20800	22	К-3100
Владимирская ТЭЦ-2 (ПГУ-230)	Т-63/76-8,8	ЦВД	Нет	+8,000	2ПСГ-1300	Поперечное	25000× 20300	22	К-6000-XII
Гродненская ТЭЦ	ПТ-70-12,8/1,27	ЦВД+ЦНД	3ПНД+ 3ПВД	+8,000	Отбор *DN* 1400	Продольное	32000× 15500	14	К-3100-XIV
Ижевская ТЭЦ-1	Т-63/76-8,8	ЦВД	Нет	+12,000	2ПСГ-1300	Поперечное	25000× 20300	22	К-6000-XII
Казанская ТЭЦ-1	Т-40/50-8,8	ЦВД	Нет	+12,000	1ПСГ-1300	Поперечное	25000× 20500	22	К-3100-XII
Кировская ТЭЦ-3	Т-63/76-8,8	ЦВД	Нет	+12,000	2ПСГ-1300	Поперечное	25000× 20300	22	К-6000-XII
Кировская ТЭЦ-4	Тп-65/75-12,8	ЦВД+ЦНД	3ПНД+ 2ПВД	+8,000	2ПСГ-1300	Поперечное	34000× 23000	26	К-3100-III

Объект	Тип турбины	Цилиндры турбины	Система регене-рации	Оперативная отметка пола машинного помещения	Теплофикация	Расположение в машинном зале	Габариты ячейки (длина × ширина), мм	Объем маслобака, м³	Тип конденсатора
Кировская ТЭЦ-4	Т-120/130-130-8МО	ЦВД+ЦСД +ЦНД	4ПНД+ 3ПВД	+8,000	2ПСГ-2300	Поперечное	34000× 23000	26	КГ-6200
Краснодарская ТЭЦ (ПГУ-410)	Т-113/145-12,4	ЦВД+ЦСД +ЦНД	Нет	+12,000	2ПСГ-2300	Поперечное	38200× 22500	26	КГ-12000
Минская ТЭЦ-3 (ПГУ-230)	Т-53/67-8,0	ЦВД+ЦНД	Нет	+8,000	2ПСГ-1300	Продольное	30500× 18000	26	К-3100-IX
Невинномысская ГРЭС	ПТ-30/35-90/10-5М	ЦВД	3ПНД+ 2ПВД	+8,000	Отбор *DN* 1000	Продольное	Нет данных	14	К-1700-I
Нижнекамская ТЭЦ	К-110-1,6 (две турбины)	ЦВД+ЦНД	4ПНД	+9,600	Нет	Поперечное	31200× 26500	40	КГ-12000-III
Нижнетуринская ГРЭС (2ПГУ-230)	КТ-63-7,7 (две турбины)	ЦВД	Нет	+12,000	2ПСГ-1300	Поперечное	25000× 20300	22	К-6000-XII
Новокуйбышевская ТЭЦ-1 (ПГУ-110)	Тп-35/40-8,8	ЦВД	Нет	+7,500	Отбор *DN* 1200	Продольное	24000× 19000	22	К-3100-VI

Объект	Тип турбины	Цилиндры турбины	Система регенерации	Оперативная отметка пола машинного помещения	Теплофикация	Расположение в машинном зале	Габариты ячейки (длина × ширина), мм	Объем маслобака, м³	Тип конденсатора
Павлодарская ТЭЦ-1	Т-60/65-130	ЦВД+ЦНД	4ПНД+3ПВД	+8,000	2ПСГ-1300	Поперечное	30300×21000	22	К-3100-VI
Павлодарская ТЭЦ-3	ПТ-65/75-130/13 (две турбины)	ЦВД+ЦНД	3ПНД+2ПВД	+9,600	Отбор *DN* 1200	Поперечное	36000×22000	26	К-3100-VIII
Пермская ТЭЦ-14	Т-35/55-1,6	ЦВД	3ПНД	+8,000	1ПСГ-1300	Поперечное	27000×19250	22	К-3100-VIII
Петропавловская ТЭЦ-2	Т-50/60-8,8	ЦВД	3ПНД+2ПВД	+8,000	1ПСГ-1250	Продольное	27000×19200	22	К-3100-X
Петропавловская ТЭЦ-2	К-63-90	ЦВД	3ПНД+2ПВД	+8,000	Нет	Продольное	27200×17500	22	К-3100-X
Петропавловская ТЭЦ-2	Т-95/105-8,8	ЦВД+ЦНД	3ПНД+2ПВД	+8,000	1ПСГ-1250	Продольное	31000×23200	26	К-3100-XI
Приморская ТЭС	К-65-12,8 (три турбины)	ЦВД	3ПНД+2ПВД	+8,000	Отбор *DN* 500	Поперечное	31100×20300	22	К-3650
Рудненская ТЭЦ	К-63-90	ЦВД	3ПНД+2ПВД	+8,000	Нет	Продольное	Нет данных	22	К-3100
Сахалинская ГРЭС-2	К-60-12,8 (две турбины)	ЦВД	3ПНД+2ПВД	+8,000	ПСВ-250	Поперечное	31100×20300	22	К-3100
Тобольская ТЭЦ	К-110-1,6	ЦВД+ЦНД	4ПНД	+12,000	Нет	Поперечное	31200×26500	40	КГ-12000-III
ТЭЦ НЛМК	ПТ-60-8,9/1,9	ЦВД+ЦНД	3ПНД	+8,000	Отбор *DN* 1200	Продольное	33700×19000	26	К-3100-VIII

Объект	Тип турбины	Цилиндры турбины	Система регене-рации	Оперативная отметка пола машинного помещения	Теплофикация	Расположение в машинном зале	Габариты ячейки (длина × ширина), мм	Объем маслобака, м³	Тип конденсатора
ТЭЦ СХК	Тп-100/110-90	ЦВД+ЦНД	3ПНД+ 2ПВД	+8,000	2ПСГ-2200	Продольное	37800× 23000	22	К-3100-VII
ТЭЦ-22 Мосэнерго	Т-295/335-23,5	ЦВД+ЦСД 1+ЦСД2+Ц НД	5ПНД+ 3ПВД	+9,600	2ПСГ-5000	Поперечное	54000× 41600	40	КГ2-14000
ТЭЦ-2, г. Астана	Т-120/130-130-8М (три турбины)	ЦВД+ЦСД +ЦНД	4ПНД+ 3ПВД	+12,000	2ПСГ-2300	Поперечное	34000× 23000	26	КГ-6200
ТЭЦ-4, г. Улан-Батор	Т-120/136-12,8-8МО	ЦВД+ЦСД +ЦНД	4ПНД+ 3ПВД	+12,000	2ПСГ-2300	Поперечное	34000× 23000	26	КГ-6200
ТЭЦ «Академическая» (ПГУ-230)	КТ-63-7,7	ЦВД	Нет	+12,000	2ПСГ-1300	Поперечное	25000× 20300	22	К-6000-XII
Улан-Удэнская ТЭЦ-1	Тп-100/110-8,8	ЦВД+ЦНД	3ПНД+ 2ПВД	+8,000	Отбор *DN* 1200	Продольное	34000× 23000	26	К-3100-XI

7.2.1. Система подвода свежего пара к турбине

Система подвода свежего пара к турбине предназначена для обеспечения связи станционной части трубопроводов свежего пара и турбинного оборудования. К этой системе можно отнести паропровод свежего пара до СК, перепускные трубы между СК (или блоком клапанов) и конструктивными элементами собственно турбины. В конструкции паропровода предусматривается главная паровая задвижка (ГПЗ) турбины, предназначенная для надежного отключения ПТУ от станционного паропровода при проведении остановов, ремонтов. Перед ГПЗ предусматриваются необходимые дренажи и продувки для обеспечения прогрева паропровода до ГПЗ. Кроме того, в ПТУ производства УТЗ всегда предусматривается впуск воздуха в систему подвода пара для обеспечения протока воздуха при принудительном расхолаживании. Такой впуск воздуха предусматривается в участок между ГПЗ и СК.

Схемное решение системы подвода свежего пара зависит от типа парораспределения турбины. Так, например, для турбин с сопловым парораспределением (кроме турбин семейства Т-250-240) подвод пара осуществляется от отдельно стоящего СК к РК, установленным на корпусе цилиндра турбины. Подвод пара к РК осуществляется по перепускным трубам, количество которых зависит от принимаемых в них скоростей пара и, как правило, совпадает с количеством патрубков на СК и РК. При этом между отдельными линиями перепускных труб предусматриваются перемычки для поддержания всех перепускных труб в прогретом состоянии при закрытых РК. На рис. 7.3 представлена схема подвода свежего пара к турбине Т-120/130-12,8-8МО. Подвод пара к СК может быть выполнен как по одной нитке, так и по двум ниткам. Количество ниток подвода пара к СК зависит от схемы станционных трубопроводов и может определяться наличием поперечных связей, несколькими корпусами котлов и т. п. Для турбин с дроссельным парораспределением РК могут быть выполнены в отдельно вынесенном блоке. Для турбин УТЗ в такие блоки объединяют СК и РК. Для всех турбин УТЗ, предназначенных для установки в составе ПГУ, выполнено дроссельное парораспределение, и БСРК объединяют в себе один СК и два РК. В современных турбинах УТЗ регулирование может быть выполнено по комбинированному дроссельно-сопловому типу. Так, например, для турбины Т-295/335-23,5 подвод свежего пара осуществляется в четыре сопловые коробки, каждая из которых объединяет ряд сегментов сопел, а подвод пара осуществляется от двух БСРК, в каждом блоке – один СК и два РК. Перепускные трубопроводы связывают каждый РК с сопловой коробкой. При этом конструкция приводов РК дает возможность их параллельного и независимого открытия, что, в свою очередь, позволяет осуществлять как чисто сопловое, так и дроссельное парораспределение. Для таких ПТУ количество перепускных труб определяется не только конструкцией патрубков РК и патрубков на цилиндре турбины, но и допустимой скоростью движения пара по той или иной перепускной трубе при определенной комбинации положения всех РК. Так, например, для ПТУ с турбиной Т-295/335-23,5 максимальный расход пара, а соответственно его максимальная

скорость движения по перепускным трубам осуществляется не при максимальной нагрузке паровой турбины, а при закрытых третьем и четвертом РК.

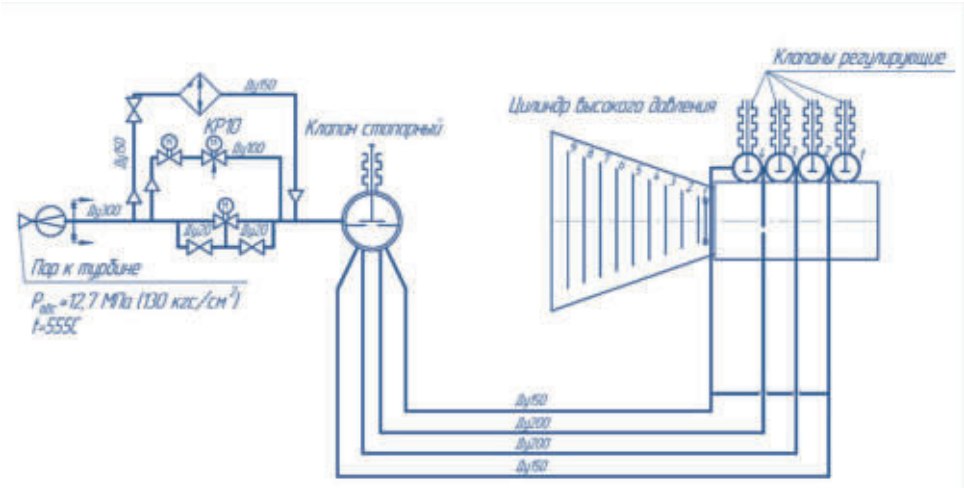


Рис. 7.3. Схема подвода свежего пара к ЦВД турбины Т-120/130-12,8-8МО

7.2.2. Тракт основного конденсата

Отработавший в турбине пар поступает из выхлопного патрубка ЦНД в конденсатор (или конденсаторную группу), где происходит процесс конденсации пара на трубках, через которые пропускается охлаждающая вода. В результате этого процесса образуются конденсат и смесь не сконденсировавшихся газов. Такой конденсат называют основным. Основной конденсат направляется на всас питательного насоса, предварительно пройдя систему регенерации, включая деаэратор (при наличии его в схеме). Для подачи основного конденсата в систему регенерации требуется создание определенного напора. Для этого устанавливаются основные конденсатные электронасосные агрегаты (далее – КЭН). Тип и количество КЭН определяется исходя из максимального расхода конденсата и требуемого напора насосов. Для лучшего понимания принципа выбора количества и производительности насосного оборудования в табл. 7.3 приведены некоторые сведения о тракте основного конденсата для различных турбинных установок УТЗ. В столбце «Максимальный расход …» указан расход конденсата, поступающего на всас КЭН с учетом постоянного добавка химочищенной воды, дренажей, а также конденсата греющего пара подогревателей системы регенерации; в столбцах «Подача…» и «Напор насоса» указано номинальное значение соответствующих параметров; в столбце «Допускаемый кавитационный запас» указан кавитационный запас, определяемый конструкцией насоса; в качестве гравитационного подпора насоса указана разница между высотой уровня конденсата в конденсатосборнике конденсатора и осью всасывающего патрубка.

Таблица 7.3

Основные схемно-компоновочные характеристики современных ПТУ УТЗ

Тип ПТУ	Максимальный расход конденсата из конденсатора, м³/ч	Тип насосного агрегата	Количество основных конденсатных насосов	Подача одного насоса, м³/ч	Напор насоса, м	Допускаемый кавитационный запас насоса, м	Гидростатический подпор насоса, м
Т-50/60-8,8	210	КсВ-125-140-1	3	125	140	1,6	3,1
К-65-12,8	214	КсВ-125-140-1	3	125	140	1,6	2,7
Т-125/150-12,8	468	КсВ-320-160-2	2	320	160	1,6	2,67
Т-295/335-23,5	860	КсВ-500-85 (220)	3(4)	500	85 (220)	1,6	3 (9)

Примечание. В скобках указаны параметры КЭН второй ступени.

На всасе конденсатных насосов устанавливается отключающая арматура. В большинстве случаев эта арматура имеет только ручной привод. Такое решение связано с тем, что арматура на всасе конденсатных насосов используется исключительно для ремонта насосного агрегата. Практически все вертикальные и горизонтальные центробежные насосы допускают запуск на закрытую задвижку на напоре, но при этом арматура на всасе должна быть обязательно открыта, чтобы исключить срыв насоса. На напорной линии насосов устанавливаются электрифицированная арматура и обратный клапан. Примеры схемных решений линии основного конденсата на всасе и напоре насоса приведены на рис. 7.4, 7.5.

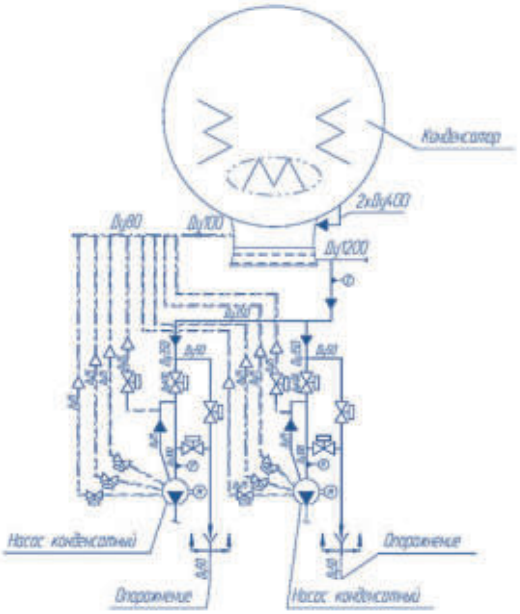


Рис. 7.4. Схема трубопровода основного конденсата до КЭН ПТУ с турбиной Т-63/76-8,8

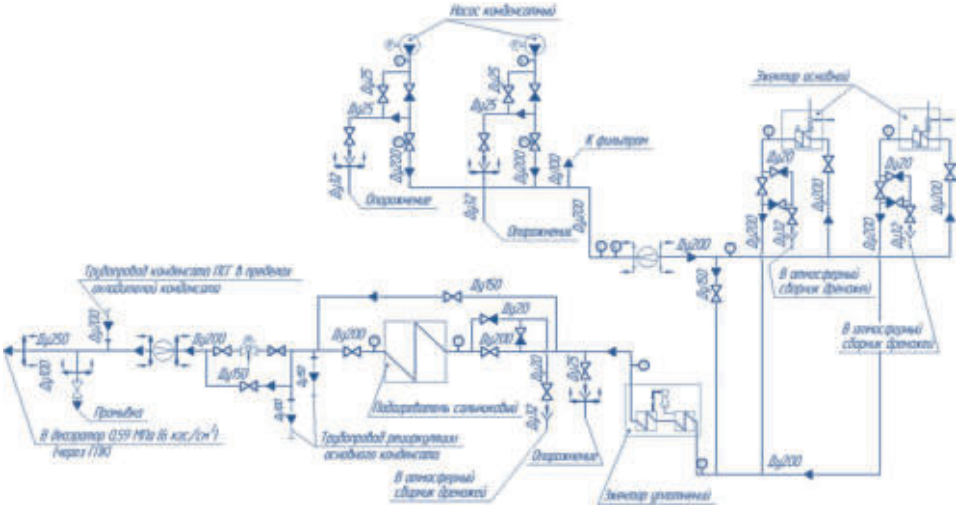


Рис. 7.5. Схема напорной линии трубопровода основного конденсата ПТУ с турбиной Т-63/76-8,8

После конденсатных насосов основной конденсат направляется в охладители основных эжекторов и эжектора уплотнений. Для энергоблоков, оборудованных блочной обессоливающей установкой (БОУ), основной конденсат после КЭН первой ступени направляется в БОУ через специальные охладители конденсата, обеспечивающие поддержание температуры конденсата не выше определенных значений. Основные эжекторы производства УТЗ в большинстве случаев подключены к линии основного конденсата по параллельной схеме для обеспечения возможности пропуска максимального количества конденсата. Пароструйные основные эжекторы по основному конденсату имеют отключающую ручную арматуру на входе и выходе. Основные эжекторы выбираются таким образом, чтобы имелась возможность держать один из эжекторов в «горячем резерве». В связи с этим через все охладители основных эжекторов в нормальном режиме эксплуатации все время прокачивается конденсат. Отключающая арматура по конденсату закрывается только при выводе эжектора в ремонт или обслуживание во время работы ПТУ. При отключении одного из эжекторов по основному конденсату пропускная способность эжекторной установки снижается вдвое. Для сохранения потерь давления по тракту основного конденсата в эжекторной установке применяется байпас основных эжекторов по основному конденсату. Диаметр байпасной линии выбирается таким, чтобы гидравлическое сопротивление байпасной линии вместе с арматурой находилось на уровне гидравлического сопротивления одного основного эжектора.

После основных эжекторов основной конденсат направляется в охладители эжектора уплотнений и в подогреватель сальниковый, если таковой имеется в схеме. Пароструйные эжекторы, используемые в качестве эжекторов уплотнений конструкции УТЗ, имеют в своем составе два охладителя конденсата. В зависимости от максимального расхода конденсата через охладители эжектора уплотнений они могут быть включены как последовательно, так и параллельно по линии основного конденсата. Во всех ПТУ УТЗ эжектор уплотнений не может быть отключен во время работы ПТУ. В связи с этим на линии основного конденсата перед и за охладителями эжектора уплотнений отключающая арматура не устанавливается. В случае, если на неноминальных режимах эксплуатации ПТУ расход основного конденсата в линии перед эжектором уплотнений превышает пропускную способность охладителей эжектора, устанавливается отключаемая перемычка.

Для турбин с развитой системой концевых уплотнений в тепловых схемах применяется подогреватель сальниковый, который позволяет утилизировать часть теплоты, отводимой с паром уплотнений. Подогреватель сальниковый в отличие от эжектора уплотнений выполняется отключаемым по основному конденсату.

После подогревателя сальникового основной конденсат направляется в регенеративные ПНД. В ПТУ УТЗ в основном используются ПНД, представляющие собой кожухотрубные вертикальные пароводяные теплообменные аппараты. Группа ПНД может включать от одного до пяти подогревателей в зависимости от требуемых параметров основного конденсата на входе в деаэратор или на всасе

питательных насосов. В большинстве случаев ПНД по основному конденсату выполняются индивидуально отключаемыми таким образом, что должна иметься возможность отключения каждого ПНД без существенного изменения пропускной способности тракта основного конденсата. Это достигается за счет выполнения перемычек на обводе ПНД. Имеется опыт проектирования, предусматривающий только групповое отключение ПНД. При этом пространство в районе размещения ПНД становится более свободным, чем при реализации индивидуального отключения ПНД, но снижается вариативность системы регенерации, что отрицательно сказывается на эксплуатации и при ремонте ПТУ.

После ПНД основной конденсат направляется в деаэратор или на всас ПТН (для ПТУ с турбиной Т-295/335-23,5). В случае если ПТУ проектируется для работы в составе ПГУ, в тепловой схеме отсутствует система регенерации основного конденсата. В таких ПТУ основной конденсат непосредственно после подогревателя сальникового или эжектора уплотнений направляется в деаэратор. В теплофикационных ПТУ, предназначенных для работы в составе ПГУ, на линии основного конденсата устанавливаются охладители для снижения температуры конденсата, подаваемого в ГПК котла-утилизатора.

7.2.3. Система регенеративных отборов

Система регенерации предназначена для подогрева основного конденсата и питательной воды перед подачей ее в паровой котел. Условно систему регенерации можно разделить на регенерацию низкого давления (группа ПНД и деаэратор) и высокого давления (группа ПВД) (рис. 7.6, 7.7). Отборы пара на подогреватели осуществляются из специально организованных камер турбины либо из перепускных трубопроводов. Регенеративные отборы снабжаются отключающей арматурой и обратными клапанами принудительного срабатывания (КОС). Арматура используется для отключения регенеративного подогревателя по паровой стороне при работающей ПТУ. Обратный клапан устанавливается для исключения заброса пара, находящегося в трубопроводе отбора и образующегося при вскипании конденсата в аппаратах системы регенерации при сбросах нагрузки. Очевидно, что для этих целей наиболее оптимальной является установка КОС максимально близко к камерам отборов турбины. В большинстве случаев таким образом выполняются схемы отборов пара на регенерацию – по ходу пара устанавливаются КОС, отключающая задвижка, необходимые дренажи и воздушники (при наличии петель в вертикальной плоскости). Однако в определенных случаях, учитывая стесненные условия компоновки трубопроводов и оборудования в пределах ячейки ПТУ, первой по ходу пара устанавливается отключающая арматура.

Слив конденсата греющего пара из ПНД в современных ПТУ УТЗ может осуществляться по различным схемам. При полном каскадном сливе конденсат с каждого ПНД направляется в паровое пространство предыдущего по ходу основного конденсата ПНД. И так – до ПНД-1 (первого по ходу основного

конденсата). Слив конденсата из ПНД-1 осуществляется сливными насосами, напорная линия которых заведена в линию основного конденсата за ПНД-1. При частичном каскадном сливе отвод конденсата, греющего пара осуществляется раздельно от группы из двух или трех подогревателей либо от каждого подогревателя в отдельности. В случае отвода отдельно от подогревателя конденсат откачивается своим сливным насосом в линию основного конденсата за этим подогревателем либо в расширитель конденсатора турбины. На сливных линиях ПНД устанавливаются РК, которые поддерживают уровень конденсата греющего пара в корпусе подогревателя во избежание его снижения и, как следствие, «проскока» пара в предыдущий по ходу основного конденсата ПНД или конденсатор. При отводе конденсата сливными насосами уровень в подогревателе поддерживается РК, установленным на напорной линии сливных насосов. При отводе конденсата в расширитель конденсатора несколько снижается термодинамическая эффективность ПТУ, так как теплота конденсата, греющего пара практически не используется в регенерации основного конденсата. При отводе конденсата сливными насосами, напротив, теплота конденсата пара полностью используется в цикле, однако возрастают затраты электрической энергии на собственные нужды ПТУ.

Для турбин типа Т-120/130-130-8МО отбор пара на ПНД-1 совмещен с отбором пара на ПСГ-1, а отбор пара на ПНД-2 – с отбором пара на ПСГ-2. Так как на отборе пара на ПСГ-1 и ПСГ-2 КОС не устанавливаются, на отборах пара к соответствующим подогревателям ПНД-1 и ПНД-2 КОС также не устанавливаются. Конденсат греющего пара ПНД-1 направляется в конденсатосборник ПСГ-1, конденсат греющего пара ПНД-2 – в конденсатосборник ПСГ-2. Учитывая, что соответствующие подогреватели соединены по паровой стороне с подогревателями сетевой воды, установка дополнительных защитных или регулирующих устройств на линиях слива конденсата, греющего пара не требуется. В связи с этим уровень конденсата в ПНД-1 и ПНД-2 не поддерживается. Потери теплоты конденсата не происходит при одновременной экономии электроэнергии собственных нужд, так как конденсат ПНД откачивается конденсатными насосами ПСГ.

Особым образом выполняется схема слива конденсата греющего пара для систем регенерации, имеющих в своем составе смешивающие подогреватели. Так, например, в ПТУ с турбиной Т-295/335-23,5, разработанной для без деаэраторных энергоблоков, применяется ПНД-2 смешивающего типа. Выполняя функции деаэратора, этот подогреватель одновременно является «приемником» всех сбросов дренажей и конденсата греющего пара. При этом, поскольку смешивающий подогреватель не подразумевает разделения основного конденсата и конденсата греющего пара, сливные насосы ПНД-2 в такой ПТУ одновременно являются конденсатными насосами второй ступени.

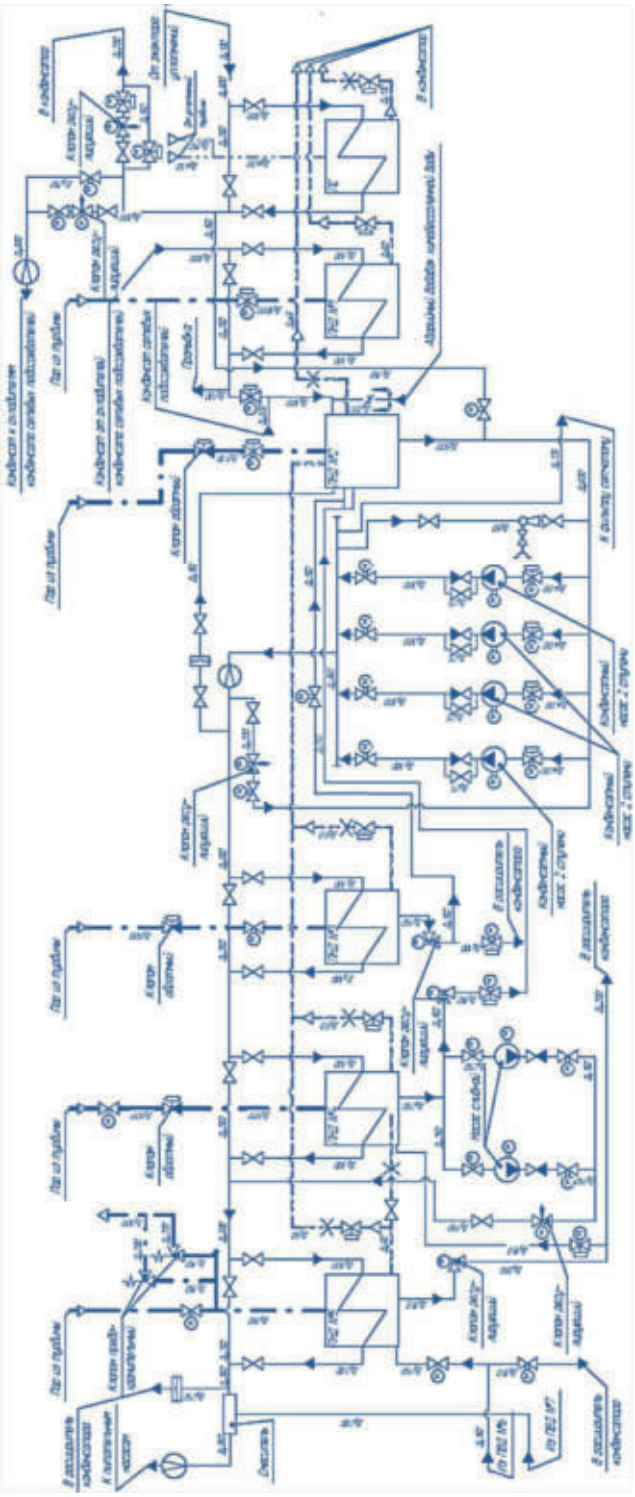


Рис. 7.6. Принципиальная схема трубопроводов и оборудования регенерации низкого давления ПГУ с турбиной Т-295/335-23,5

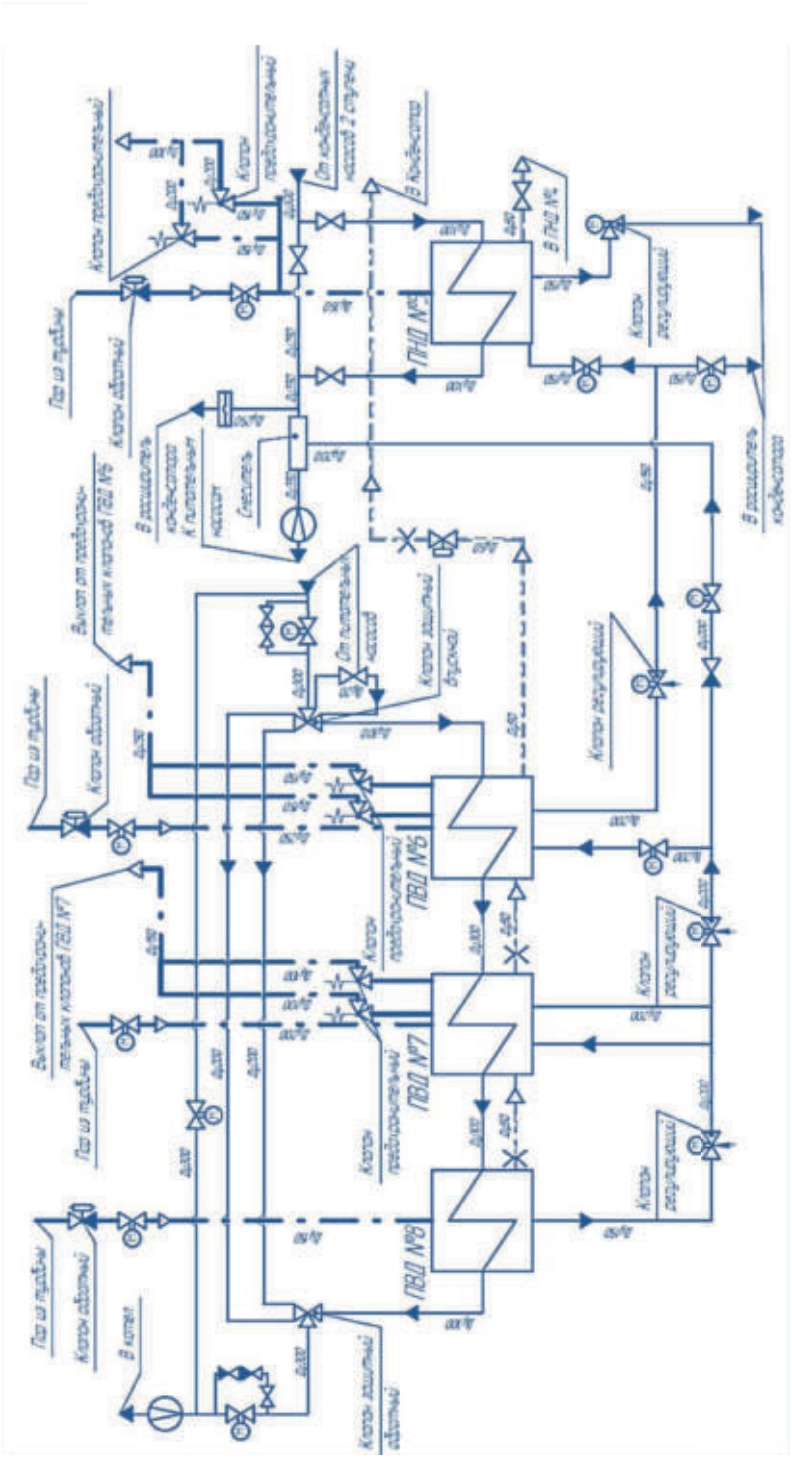


Рис. 7.7. Принципиальная схема трубопроводов и оборудования регенерации высокого давления ПТУ с турбиной Т-295/335-23,5

7.2.4. Эжекторная установка

Эжекторной установкой называют группу эжекторов, каждый из которых выполняет заданную функцию. Турбины УТЗ, имеющие конденсационные установки, оснащаются следующими эжекторами: основные эжекторы, эжектор уплотнений, пусковой эжектор и эжектор расхолаживания. Все эжекторы УТЗ являются пароструйными, т. е. в качестве рабочей среды, используемой для создания необходимого разрежения в приемной камере эжектора, используется водяной пар. Характеристики выпускаемых УТЗ основных эжекторов и эжекторов уплотнений представлены в табл. 7.3.

Основные эжекторы предназначены для удаления из парового пространства конденсатора неконденсирующихся газов (воздуха), которые на практике всегда присутствуют в конденсаторе и вакуумной системе в целом, попадая в него через неплотности вакуумной системы. Поскольку вместе с воздухом неизбежно отводится и часть пара, такая смесь называется паровоздушной (ПВС). Для надежного поддержания вакуума наряду с функцией удаления ПВС из парового пространства конденсатора у основных эжекторов присутствует вторая не менее важная функция – разделение воздуха и пара с конденсацией последнего и возвращением его в цикл ПТУ. Для этой цели основные эжекторы оснащены специальными охладителями. ПВС, смешанная с рабочим паром после диффузора эжектора, поступает в охладитель. В охладителе происходит конденсация большей части пара. Конденсат этого пара должен возвращаться в паровое пространство конденсатора. Воздух и несконденсированная часть пара поступают (сбрасываются) в пространство машинном зала над оперативной отметкой.

Эжекторы, как и конденсатор, выполняют весьма ответственную роль в ПТУ. Экономичная работа турбины и надежность работы ее последних ступеней определяются, в частности, поддержанием требуемых значений вакуума на выхлопе турбины, обеспечиваемым конденсатором и основными эжекторами.

Для нормальной работы конденсатора, в котором поддерживаются расчетные значения вакуума, как правило, достаточно наличия одного работающего основного эжектора.

Однако в ПТУ УТЗ устанавливаются по два основных эжектора, что позволяет, например, при пуске ПТУ после монтажа или капитального ремонта, когда могут иметь место значительные неплотности вакуумной системы, включать вместе с пусковым и оба основных эжектора. Такая работа может продолжаться до момента обнаружения и устранения неплотностей. На установившихся режимах работы ПТУ используется один основной эжектор, второй находится «в горячем» резерве.

Наиболее часто используются эжекторы типа ЭПО-3-200-А, охладители которых выполнены по типу «труба в трубе». Эти эжекторы имеют значительную высоту, поэтому устанавливаются на оперативной отметке обслуживания, а патрубки подвода и отвода конденсата располагаются ниже. Подвод рабочего пара и ПВС осуществляется над оперативной отметкой, слив конденсата ПВС и

конденсата рабочего пара выполняется через гидрозатвор параллельно из каждой ступени в конденсатор или расширитель конденсатора. Гидрозатворы – наиболее простые и надежные элементы тепловой схемы, не требующие значительных эксплуатационных издержек, например, по сравнению с конденсатоотводчиками. Во время работы эжектора давление уже в первой по ходу ПВС ступени эжектора будет выше, чем в конденсаторе, и конденсат ПВС и рабочего пара мог бы сливаться в конденсатор по трубопроводам самотеком без включения в схему гидрозатворов. Однако в случае вывода эжектора из работы, например, при прекращении подачи рабочего пара и отключении эжектора по ПВС, сливная камера первой ступени эжектора, так же, как и все камеры, окажется соединенной с атмосферой, соответственно в камерах слива конденсата ПВС и в трубопроводах установится атмосферное (барометрическое) давление. Если бы слив из эжектора был выполнен напрямую в конденсатор, произошли бы «проскок» конденсата в конденсатор, поступление в него воздуха из машинного зала и срыв вакуума в нем. Очевидно, что возможна установка арматуры на сливных линиях, которая может перекрыть слив конденсата в конденсатор из неработающего эжектора. Однако требования к надежности, быстродействию, вакуумной плотности такой арматуры таковы, что установка этой арматуры целесообразна только в самых крайних случаях, когда бурение скважины под гидрозатвор невозможно, в частности, по геологическим причинам, поскольку глубина гидрозатвора для ПТУ УТЗ принимается 14 м (вод. ст., 1,4 кг/см^2). Эта величина получается из сложения возможного перепада давления (принимается 10 м) между барометрическим давлением в машинном зале и давлением в конденсаторе при максимальном разрежении (вакууме) и запаса (4 м), принимаемого по опыту проектирования и эксплуатации ПТУ УТЗ.

В линейке эжекторов УТЗ также существуют эжекторы несколько меньшей производительности – ЭПО-3-135. Кроме того, что эти эжекторы имеют меньшую производительность, они принципиально отличаются конструкцией охладителей конденсата. В отличие от ЭПО-3-200-А, у которых охладители устроены по принципу «труба в трубе», у этих эжекторов охладители устроены как традиционные кожухотрубные теплообменники с трубками и трубными досками. В связи с этим эжекторы ЭПО-3-135 имеют гораздо меньший вертикальный габарит. При установке эжекторов этого типа на оперативной отметке обслуживания патрубки слива конденсата ПВС также находятся над отметкой. Благодаря этому имеется возможность выполнить слив конденсата в верхнюю часть конденсатора – переходный патрубок между турбиной и корпусом конденсатора. При этом появляется возможность максимально использовать около 5 м при бесподвальной и 8 м высотного перепада – при подвальной компоновке ПТУ. В результате глубина скважины для гидрозатвора может быть уменьшена на соответствующую величину. Более того, конструкция такого типа основных эжекторов в отличие от ЭПО-3-200-А позволяет слив конденсата ПВС и рабочего пара выполнять последовательно через гидрозатвор из второй в первую ступень, из которой также через гидрозатвор высотой около 5 м – в конденсатор.

Из третьих ступеней основных эжекторов конденсат сливается в атмосферный сборник дренажей через гидрозатвор высотой около 1,5 м.

Сравним два вида основных эжекторов: ЭПО-3-200-А и ЭПО-3-135.

ЭПО-3-200-А при качественном заводском изготовлении практически абсолютно надежен в эксплуатации и, как правило, не требует ремонта. При примерно равном расходе рабочего пара имеет в 1,3…1,5 выше производительность по отсосу сухого воздуха (см. табл. 7.3). Имеет значительные габариты, в первую очередь по высоте. Требует наличия гидрозатворов значительной высоты – до 14 м.

ЭПО-3-135 компактен, ремонтопригоден. Гидрозатворы на сливе конденсата имеют небольшую высоту – до 6 м. Трубки поверхности теплообмена требуют периодической чистки и замены. Имеет меньшую производительность по сухому воздуху.

В зависимости от конкретных требований эжекторные установки ПТУ могут комплектоваться различным составом оборудования.

Кроме основных эжекторов ПТУ комплектуются эжектором уплотнений, выполняющим функцию отвода паровоздушной смеси из последних камер концевых уплотнений турбины и последних камер уплотнений штоков клапанов. Эжектор уплотнений должен создавать сравнительно небольшое разрежение. Эжектор уплотнений конструкции УТЗ имеет в своем составе одну ступень эжекции и два охладителя ПВС – предвключенную ступень и концевую. Охладители выполнены как кожухотрубные теплообменники. Эжектор уплотнений имеет относительно небольшие габариты и не требует большого гидрозатвора для слива из охладителей конденсата пара ПВС и рабочего пара. В связи с этим эжектор уплотнений традиционно устанавливается на промежуточной площадке обслуживания под отметкой оперативного обслуживания. Такая установка обусловлена удобством трассировки трубопровода отсоса пара из уплотнений, который должен быть выведен из-под фундамента. Над эжектором на площадке оперативного обслуживания металлический настил выполняется съемным для возможности обслуживания аппарата мостовым краном машинного зала.

ПТУ комплектуются также пусковым эжектором и эжектором расхолаживания. В отличие от основных эжекторов и эжекторов уплотнений эти эжекторы работают не постоянно, кратковременно. Поэтому они имеют простую конструкцию без охладителей. Потери пара, который при работе этих эжекторов сбрасывается в атмосферу вне машинного зала, незначительны. Поскольку и эжектор расхолаживания, и пусковой эжектор имеют сравнительно простую и легкую конструкцию, они не имеют собственных опор и устанавливаются на трубопроводе подвода ПВС.

Во всех эжекторах УТЗ, как отмечено выше, в качестве рабочего тела используется водяной пар, поэтому для эжекторной установки предусмотрена система подачи так называемого рабочего пара. Во время нормальной эксплуатации ПТУ на режимах с нагрузкой пар подводится от деаэратора. Подавляющее большинство ПТУ УТЗ устанавливаются на станциях с деаэраторами, в которых рабочее давление (абсолютное) составляет 0,6 МПа

(6,0 кгс/см²). (ПТУ с турбинами Т-250 работают с деаэраторами, рассчитанными на 0,7 МПа (7,0 кгс/см²).) При этом рабочее давление основных эжекторов – 0,45 МПа (4,5 кгс/см²). Очевидно, что с учетом потерь давления по трассе трубопровода подвода рабочего пара к основным эжекторам давление перед ними составит рабочее значение, и дополнительного регулирования практически не потребуется. Однако при пусках и остановах турбины давление в деаэраторах может существенно отличаться от рабочего. Поэтому для всех эжекторных установок предусмотрен резервный подвод пара от станционного коллектора для использования его в качестве рабочего пара. Давление в коллекторе в зависимости от условий станции может составлять от 1,3 до 1,9 МПа (от 13,0 до 19,0 кгс/см²). При подаче пара с таким давлением даже с учетом потерь давления по трассе работа эжекторов будет практически невозможна. Поэтому для обеспечения рабочего давления перед эжекторами предусмотрена установка РК на подводе пара к основным эжекторам и эжектору уплотнений.

Подвод ПВС от конденсатора (конденсаторов) к основным эжекторам осуществляется в соответствии с организацией трубных пучков конденсатора. Например, для конденсаторов серии К-3100 отводу ПВС к основным эжекторам осуществляется тремя линиями – по одной линии на каждый трубный пучок (два основных и один встроенный). Для конденсаторной группы КГ2-14000 количество линий отвода ПВС составляет четыре – по одному на каждый основной пучок при отсутствии встроенных пучков конденсаторов. Перед основными эжекторами линии отвода ПВС объединяются в общий коллектор. Перед местом присоединения к коллектору на линиях устанавливается отключающая арматура, предназначенная для отключения линии отвода ПВС при выводе из работы для обслуживания одного из трубных пучков работающего конденсатора. Так как при отключении трубного пучка по охлаждающей воде воздухоохладитель данного пучка также не функционирует, работа соответствующей линии отсоса ПВС приведет к поступлению большого количества перегретого воздуха и пара в коллектор отсоса ПВС на основные эжекторы и снижению эффективности эжекторной установки в целом. К этому же коллектору присоединяются линии отсоса ПВС на пусковой эжектор и эжектор расхолаживания.

Для обеспечения оперативных переключений подводы ПВС и рабочего пара к основным эжекторам и к пусковому эжектору снабжаются электрифицированной дистанционно управляемой арматурой. На подобных линиях к эжектору расхолаживания, не требующих оперативных переключений, устанавливается ручная арматура. Линия подвода ПВС к эжектору уплотнений выполняется неотключаемой, поскольку работа паровой турбины без эжектора уплотнений не допускается. На подводе рабочего пара к эжектору уплотнений устанавливается ручной вентиль, который используется для «поднастройки» эжектора перед эксплуатацией после монтажа.

Таблица 7.3

Характеристики основных эжекторов и эжекторов уплотнений, выпускаемых УТЗ

Модель эжектора	Функциональное назначение	Количество ступеней эжекции	Количество охладителей	Расход ПВС		Номинальный расход рабочего пара, кг/ч	Расход основного конденсата	
				Значение, кг/ч	Примечание		Значение, т/ч	Примечание
ЭПО-3-135	Отсос ПВС из конденсатора	3	3	85* 135*	Номинальный Максимальный	830	70 200	Минимальный Максимальный
ЭПО-3-200-А	Отсос ПВС из конденсатора	3	3	105* 200 *	При давлении всасывания 4 кПа При давлении всасывания 9,5 кПа	900	70 500	Минимальный Максимальный
ЭПУ-0,9-900	Отсос пара из концевых уплотнений турбины	1	2	900**	Номинальный	350	70 520	Минимальный Максимальный
ЭПУ-0,9-900	Отсос пара из концевых уплотнений турбины	1	2	1900** 2300**	при давлении всасывания – 0,9 $P_б$ при давлении всасывания 0,95 $P_б$ ($P_б$ – барометрическое давление)	550	110 520 620	Минимальный Максимальный (для латунных труб) Максимальный (для труб из нержавеющей стали)

* *Производительность по сухому воздуху.*

***Производительность по ПВС.*

7.2.5. Сетевая установка

В ПТУ УТЗ сетевой установкой принято называть систему ПТУ, предназначенную для нагрева сетевой воды на нужды отопления. Главная функция сетевой установки – приготовление сетевой воды в необходимом количестве и с необходимой температурой с учетом температуры окружающего воздуха и потребления теплоты со стороны тепловых сетей. Сетевая установка содержит в своем составе сосуды, работающие под давлением, – сетевые подогреватели, как правило, горизонтального типа (ПСГ). В качестве среды, подогревающей сетевую воду, используется пар из специально организованных в турбине отопительных отборов. ПТУ, имеющая в своем составе сетевую установку, обеспечивается защитой отопительных отборов пара и сетевых подогревателей от превышения в них допустимого давления. Сетевая установка состоит из необходимого количества сетевых подогревателей, трубопроводов отбора пара из камер отборов турбины, трубопроводов и насосов сетевой воды и из трубопроводов и насосов конденсата греющего пара. Оптимальной с точки зрения экономичности является сетевая установка с двухступенчатым подогревом сетевой воды. В такой сетевой установке подвод греющего пара на сетевые подогреватели осуществляются из разных камер турбины, обычно отделенных друг от друга несколькими ступенями турбины. Сетевая вода прокачивается через сетевые подогреватели последовательно. Таким образом, в подогревателях происходит последовательный подогрев сетевой воды до необходимой температуры. Схема двухступенчатой сетевой установки приведена на рис. 7.8.

В двухступенчатых схемах, кроме основной линии сетевой воды, проходящей через подогреватели, существуют линии байпасирования аппаратов. Байпасы организуются таким образом, чтобы имелась возможность полного обвода сетевой водой обоих подогревателей, полного обвода второго по ходу сетевой воды подогревателя и частичного обвода каждого из подогревателей. Для реализации полного байпаса устанавливается отключающая арматура как на подводе и отводе сетевой воды от каждого подогревателя, так и на байпасах. Для реализации частичного обвода с целью подмешивания в прямую сетевую воду обратной используется регулирующая арматура. Конфигурация установки сетевых насосов в зависимости от условий тепловой сети на различных станциях может быть различной. При необходимости подачи сетевой воды на большие расстояния или в высотные многоэтажные дома устанавливаются насосы второй ступени подъема за сетевыми подогревателями. Напротив, при достаточности напора устанавливаются только насосы первой ступени подъема.

Существуют также схемы с поперечными связями по сетевой воде, когда группа сетевых насосов работает на несколько сетевых установок, а также на пиковые бойлерные установки. Для ПТУ, в которых используется одноступенчатый подогрев сетевой воды в границах ПТУ, схема сетевой воды значительно упрощается. При обвязке только одного ПСГ необходимы линии подачи обратной сетевой воды к подогревателю и отвода нагретой прямой сетевой воды в систему отопления, а также линия полного или частичного обвода подогревателя. Для регулирования расхода через сетевую установку могут быть использованы различные методы. Например, установка РК на подаче обратной сетевой воды перед первым по ходу ПСГ и на линии обвода позволяет не только регулировать

расход сетевой воды, проходящей через подогреватели, но и дополнительно регулировать температуру прямой сетевой воды путем подмешивания точного количества «холодной» сетевой воды, проходящей через байпас к прямой «нагретой». Кроме того, в некоторых случаях количественное регулирование расхода осуществляется за счет применения регулируемых гидромуфт на сетевых насосных агрегатах.

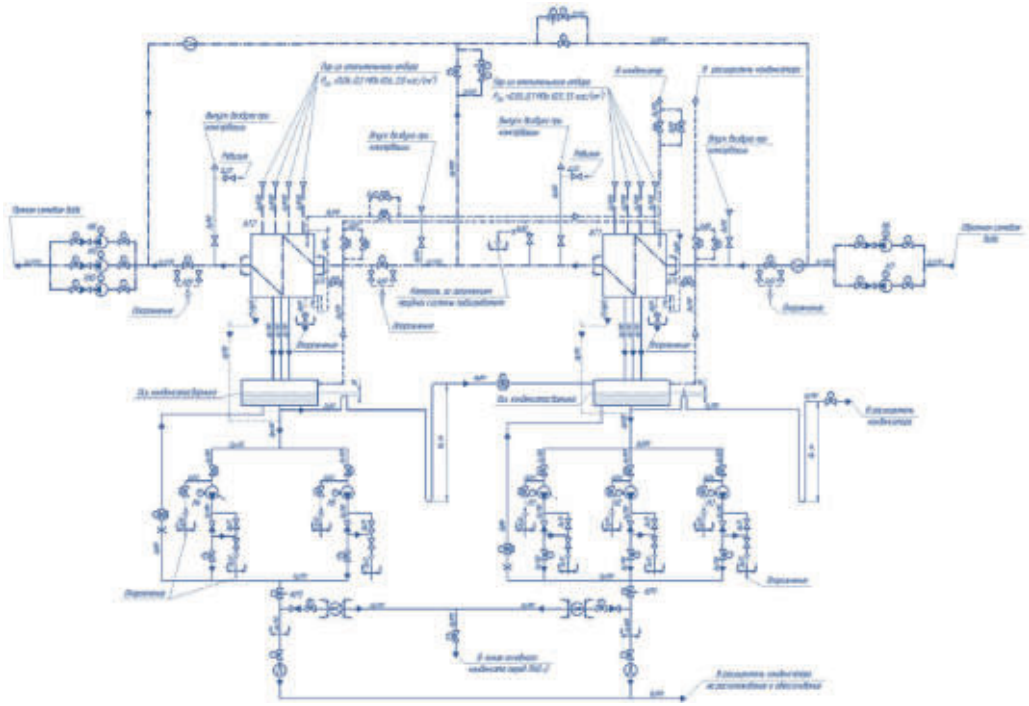


Рис. 7.8. Схема двухступенчатой сетевой установки ПТУ с турбиной Т-295/335-23,5

Одним из современных и перспективных методов является применение в насосных агрегатах электродвигателей с частотным регулированием. Однако использование такого метода возможно в ограниченных случаях для сетевых схем с определенной конфигурацией.

Дополнительно к основным сетевым подогревателям в схемах ПТУ могут применяться так называемые пиковые бойлеры. Это дополнительные аппараты, которые предназначены для догрева сетевой воды в пиковых режимах, например, при экстремально больших тепловых нагрузках на блок вследствие низких температур наружного воздуха или выхода из строя другого теплофикационного оборудования станции.

Отдельно следует отметить наличие в схемах сетевых установок УТЗ, предназначенных для ПГУ, таких аппаратов, как охладители конденсата. Они предназначены для охлаждения конденсата греющего пара основных сетевых подогревателей до уровня температур, при котором допустима подача конденсата в ГПК котла-утилизатора. Для охлаждения этого конденсата используется обратная сетевая вода до подачи ее на основные подогреватели. Таким образом достигается максимальная экономичность по теплоте в сетевой установке. Пар к

ПСГ подается от камер теплофикационных отборов турбины по трубопроводам больших диаметров, обеспечивающих допустимую скорость пара. При этом очевидно, что невозможно бесконечно увеличивать диаметр трубопровода отбора не столько в связи с увеличением затрат, сколько по компоновочным ограничениям. Отбор пара из турбины в большинстве случаев осуществляется из нижней половины цилиндра турбины. При этом зачастую камера отбора располагается в близком соседстве с другими отборами и выхлопом из турбины в конденсатор. Таким образом, компоновочные ограничения, накладываемые на трассировку и диаметр трубопровода теплофикационного отбора, оставляют минимальную вариативность решений. Важно отметить, что организация теплофикационного отбора (отборов) является показательным примером того, как схемные и компоновочные решения оказывают значительное взаимное влияние друг на друга. При этом невозможно выделить, какое техническое решение является приоритетным или первичным – схемное или компоновочное.

Одним из конструктивных решений, выгодно отличающих теплофикационное оборудование, в частности ПСГ УТЗ, от оборудования других производителей, является наличие так называемых противоразгонных воронок в патрубках, соединяющих корпус ПСГ и его конденсатосборник. Наличие этих конструктивных элементов обеспечивает нормальный отвод конденсата греющего пара из корпуса подогревателя в сборник при штатной работе. В случае сброса нагрузки, когда давление в камере теплофикационного отбора и соответственно в трубопроводе и паровом пространстве ПСГ резко падает, весь конденсат, находящийся в конденсатосборнике и имеющий практически параметры насыщения, вскипает; образующаяся при этом ПВС поступает в проточную часть турбины, что приводит к разгону ротора. Однако ПВС, проходящая через противоразгонные воронки, практически полностью теряет свой потенциал. Благодаря такому решению, а также в результате значительного усовершенствования качества работы систем регулирования удалось отказаться от установки обратных клапанов на трубопроводах теплофикационных отборов. При этом полностью выполняются требования нормативов, касающиеся «удержания» турбины на холостом ходу при сбросе нагрузки с генератора турбоагрегата.

Одним из комплексных технических решений, разработанных специально для теплофикационных ПТУ, является компоновка, при которой подогреватели сетевой воды размещаются под турбиной и генератором внутри конструкций фундамента. Для выполнения такой компоновки специально разработаны подогреватели сетевой воды горизонтального типа. Компоновка сетевой установки внутри фундамента позволяет значительно уменьшить требуемые горизонтальные габариты. При этом ПСГ-1 размещается непосредственно под цилиндром турбины (например, для турбины типа Т-100-130 – под ЦВД), а ПСГ-2 – под генератором. В результате такой компоновки длина трубопровода отбора пара на ПСГ-1 значительно сокращается, что существенно снижает потери давления в трубопроводе отбора. Это особенно важно с экономической точки зрения для низкопотенциальных отборов пара, каким является отбор пара на ПСГ-1.

Вместе с тем при такой компактной компоновке становится невозможной установка отключающей арматуры на отборе пара к ПСГ-1, который становится неотключаемым по греющему пару и не подлежит обслуживанию и ремонту по

паровой стороне при работающей турбине. Но учитывая высокую надежность аппаратов, выпускаемых УТЗ, и особенно существенное повышение качества вальцовочных соединений трубок поверхности теплообмена, ремонты или обслуживание подогревателей со специальным остановом турбины не требуются.

Конденсат греющего пара ПСГ отводится в линию основного конденсата. Точка возврата определяется в соответствии с камерой отбора пара: если отбор пара на ПСГ-1 осуществляется из той же камеры, что и отбор пара на ПНД-1, то возврат конденсата, греющего пара ПСГ осуществляется в линию основного конденсата за ПНД-1. Такое же правило справедливо и для конденсата ПСГ-2. Для обеспечения надежности работы ПТУ в целом и учитывая, что ПСГ-1 неотключаем, на сливе конденсата из ПСГ-1 устанавливаются конденсатные насосы таким образом, чтобы обеспечить 100-процентное резервирование по расходу. Расход конденсата насоса принимается максимальным из расходов при одноступенчатом или двухступенчатом режимах работы сетевой установки. При этом напор насосов при номинальном расчетном расходе должен соответствовать давлению в системе основного конденсата в точке возврата или превышать его. На сливе из ПСГ-2 устанавливается такое количество насосов, при котором обеспечивается отвод максимального количества конденсата греющего пара ПСГ-2. Для большинства модификаций сетевых подогревателей УТЗ предусмотрена возможность постоянного полного перелива конденсата греющего пара ПСГ-2 через гидрозатвор глубиной 14 м в паровое пространство ПСГ-1. Это решение обеспечивает возможность работы турбины без ПСГ-2 практически без снижения тепловой нагрузки сетевой установки в целом. Такая работа предусмотрена в случае, например, вывода из работы конденсатного насоса ПСГ-2 на период его ремонта. Не следует забывать, что работа ПТУ при одноступенчатом нагреве сетевой воды хоть и позволяет выдавать практически такую же тепловую нагрузку, как и при двухступенчатом нагреве, но экономичность работы ПТУ при этом снижается.

Регулирование уровня конденсата в конденсатосборниках ПСГ-1 и ПСГ-2 осуществляется РК на напорной линии соответствующих конденсатных насосов. Для обеспечения пусковых операций дополнительно предусматривается нерегулируемая рециркуляция с напорной линии насосов в конденсатосборник ПСГ. Конденсатные насосы слива из ПСГ так же, как и конденсатные насосы конденсатора, устанавливаются таким образом, чтобы обеспечивался минимально необходимый для насоса кавитационный запас.

7.2.6. Тракт питательной воды

Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется в ПВД. Чаще всего такие подогреватели выполняются как спиральновитые кожухотрубные теплообменные аппараты. Подвод питательной воды осуществляется от питательных насосов, которые могут быть расположены как в границах ячейки ПТУ, так и вне ее границ. Следует отметить, что в пределах станции или машинного зала трубопроводы и питательной воды, и свежего пара могут быть выполнены как по блочной схеме, так и по схеме с поперечными связями между несколькими установками.

Для группы ПВД всегда устанавливается групповое защитное устройство, которое обеспечивает мгновенное отключение группы ПВД по питательной воде до и после группы ПВД. Такое устройство необходимо для недопущения развития аварийных ситуаций при разрушении труб поверхности теплообмена ПВД, когда в паровом пространстве подогревателя начинается неконтролируемый быстрый рост давления. Групповое защитное устройство состоит из клапана защитного впускного и клапана защитного обратного. Впускной клапан устанавливается на линии подачи питательной воды к группе ПВД, обратный защитный клапан – на выходе питательной воды из «верхнего» ПВД. Между клапанами установлена линия перепуска. Впускным защитным клапаном управляет простой сервомотор, работающий от давления питательной воды. Подачу питательной воды в полости над и под поршнем сервомотора обеспечивают импульсные линии небольшого диаметра до 15…20 мм, на которых устанавливаются импульсные электромагнитные вентили. При срабатывании защиты и закрытии впускного защитного клапана питательная вода направляется по линии перепуска к обратному клапану, который под воздействием давления в перепускной линии также перекладывается, закрывая сообщение между ПВД и линией подачи питательной воды к котлу. Очевидно, что наличие группового защитного устройства, отключающего всю группу ПВД при нештатной ситуации на любом одном из них, несколько снижает маневренность системы регенерации. Однако такая схема при отсутствии многочисленной арматуры, обратных клапанов и прочего значительно повышает надежность подсистемы защиты группы ПВД.

ПВД устанавливаются на специальных металлоконструкциях, обеспечивающих надежное крепление аппаратов; подогреватели могут быть установлены как на отметке пола конденсационного помещения (например, отметка 0,000 м), так и на специально выделенной площадке. Главным критерием при выборе размещения ПВД является возможность выполнения трассировки трубопроводов с удовлетворительной самокомпенсацией. Для большинства современных ПВД патрубки питательной воды выполнены на нижнем днище и направлены вниз. В связи с этим для трубопровода питательной воды необходимо пространство высотой 2…3 м от опорной поверхности ПВД вниз.

В практике проектирования ПТУ часто встречаются случаи, когда для конкретной ПТУ существуют режимы, при которых максимальный расход пара на турбину и соответственно расход питательной воды на 30…40 % больше, чем номинальные. Такая ситуация характерна, например, для турбин с большими производственными отборами. При схеме станции с поперечными связями по свежему пару и питательной воде нагрузка только на систему регенерации высокого давления превышает номинальную. Однако в случае блочной схемы для таких ПТУ возникает необходимость устанавливать ПВД повышенной пропускной способности. Бесспорно, такое решение только ухудшает технические и технико-экономические показатели блока и увеличивает капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Для таких случаев предусматривается установка постоянно действующего регулируемого байпаса группы ПВД. На таком байпасе устанавливается регулирующая арматура, позволяющая перепускать до 40 % расхода питательной воды помимо группы ПВД.

Слив конденсата греющего пара из ПВД организован самотеком по каскадной схеме. К примеру, для ПТУ с турбинами семейства Т-100 устанавливаются три подогревателя высокого давления – ПВД-5, ПВД-6, ПВД-7. Конденсат из ПВД-7 сливается в паровое пространство ПВД-6, из ПВД-6 – в паровое пространство ПВД-5, из ПВД-5 общий конденсат всего каскада направляется в деаэратор. Однако такая схема слива конденсата может функционировать только при достаточных давлениях в отборах пара на ПВД. Для того, чтобы осуществлять слив конденсата при частичных режимах работы ПТУ, когда давление в подогревателях падает пропорционально нагрузке на турбину и в ПВД-5 его недостаточно для того, чтобы обеспечить надежный слив в деаэратор, конденсат ПВД-5 направляется в расширитель конденсата или ПНД-4. Суммарный расход конденсата ПВД-7 и ПВД-6 направляется в деаэратор.

На сливе из каждого подогревателя устанавливается РК, который обеспечивает поддержание уровня конденсата греющего пара в корпусе ПВД в допустимых пределах. При этом РК на сливе в деаэратор устанавливается вблизи деаэратора с целью поддержания давления практически во всем трубопроводе и недопущения вскипания конденсата по всей длине трубопровода. Учитывая некоторую вероятность «проскока» конденсата из верхнего подогревателя в нижний и постановки нижнего ПВД под давление верхнего, корпуса ПВД во всей группе либо выбираются равнопрочными, либо снабжаются предохранительной арматурой, обеспечивающей защиту парового пространства от превышения давления выше допустимого значения.

7.2.7. Система паровых уплотнений

В разделе приводится краткое описание системы паровых уплотнений ПТУ в части ее внешних (вне собственно турбины) коммуникаций.

В концевых уплотнениях паровых турбин УТЗ и других производителей присутствуют два вида потоков: подвод уплотняющего пара к промежуточным камерам уплотнений и отвод пара и паровоздушной смеси от уплотнений. Подвод пара осуществляется в предпоследние камеры уплотнений (нумерация камер начинается от турбины). Источником пара может быть как внешний источник, так и один из отборов собственно турбины. При подаче пара от внешнего источника используется пар из уравнительной линии деаэраторов или из коллектора пара собственных нужд станции. В любом случае подача пара на уплотнения должна осуществляться с давлением 1,1…1,15 кгс/см^2, т. е. несколько выше барометрического. Такое давление поддерживается в коллекторе уплотнений, организованном для равномерной раздачи пара во все концевые уплотнения турбины. Давление в коллекторе поддерживается установленным перед ним РК, автоматически поддерживающим давление «за собой».

Отвод пара из концевых уплотнений осуществляется в отборы турбины (для пара с высокими параметрами), а также в подогреватель сальниковый, если это предусматривается тепловой схемой ПТУ.

Пар из последних камер концевых уплотнений отводится к эжектору уплотнений. Как уже указывалось, эжектор уплотнений не отключается, поскольку без него работа турбины не допускается.

7.3. Строительная часть

7.3.1. Фундамент турбоагрегата

Как отмечалось в разд. 7.1, основным элементом компоновки ПТУ является турбоагрегат (турбина, генератор). Длительная надежная работа турбоагрегата во многом зависит от технических решений, заложенных в конструкцию его фундамента.

Пример фундамента турбоагрегата с турбиной типа ПТ-90-130-2 и установленным в его габаритах оборудованием (конденсатором К-6000 и двумя подогревателями сетевой воды ПСГ-1300) приведен на рис. 7.9.

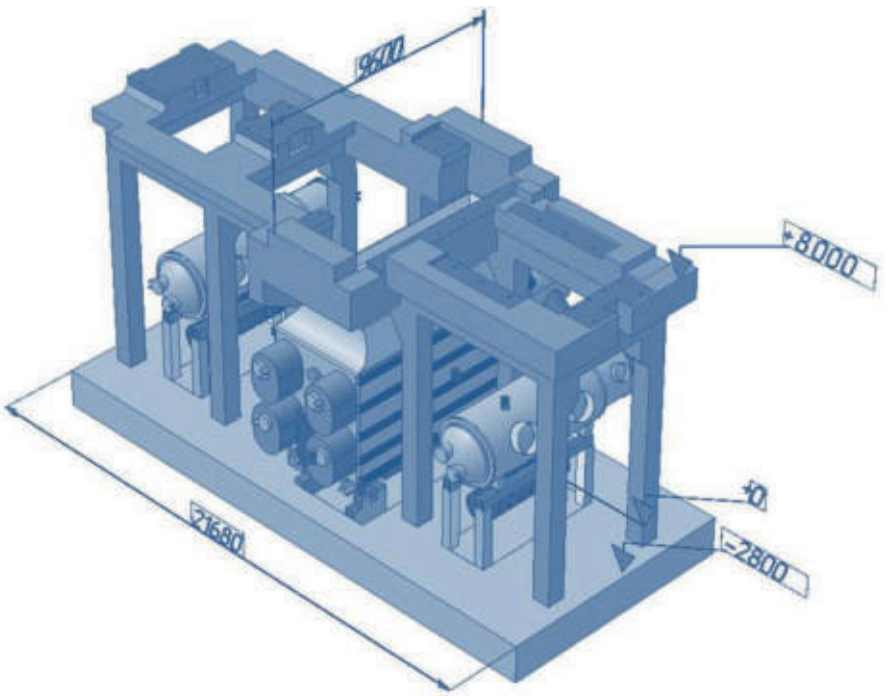


Рис. 7.9. Фундамент турбоагрегата с турбиной типа ПТ-90-130-2 и генератором типа ТВФ-110

Фундаменты машин с динамическими нагрузками, в том числе и фундаменты турбоагрегатов, должны удовлетворять требованиям расчета на прочность, а для фундаментов с расположенными на них рабочими местами – также требованиям стандартов безопасности труда в части допустимых уровней вибраций. Фундаменты турбоагрегатов выполняют железобетонными: монолитными, сборно-монолитными и сборными, а при соответствующем обосновании – металлическими (последние широкого распространения ни в России, ни за рубежом не получили). В настоящее время фундаменты турбоагрегатов в своем составе могут иметь в качестве верхней фундаментной плиты сварные стальные рамы с установкой между ними и железобетонными колоннами специальных пружинных компенсаторов и жидкостных виброгасителей.

Фундамент турбоагрегата в основном выполняется из сборного или монолитного железобетона. В настоящее время для ПТУ с турбинами УТЗ используются так называемые рамные конструкции фундамента: на колоннах, опирающихся на нижнюю, как правило, монолитную плиту («плашку»), лежат поперечные ригели и продольные балки, образуя своего рода рамы.

Ранее использовались монолитные фундаменты стеновой конструкции, когда связь между нижней и верхней плитами выполнялась не в виде колонн, а в виде продольно и поперечно расположенных стен с выполненными в них окнами для вывода трубопроводов.

Нижняя плита фундамента («нижняя плашка») – элемент фундамента, воспринимающий нагрузки от массы всего оборудования, установленного на фундаменте: турбоагрегата, конденсатора (конденсаторов), подогревателей сетевой воды. В настоящее время нижние плиты изготавливаются из монолитного железобетона. Ранее они выполнялись в виде продольных железобетонных балок, связанных между собой в поперечном направлении стяжками, уложенными на сваи. Такие плиты называются ростверками.

Задание на фундамент, как правило, выполняется заводом в виде проекционных изображений и включает основные размеры фундамента: габаритные, размеры сечений колонн, ригелей и продольных балок верхней плиты фундамента, ниш, колодцев, каналов и т. д. Размеры поперечных сечений: колонн, продольных балок и ригелей – принимаются на основе накопленного опыта разработки подобных заданий и эксплуатации фундаментов турбоагрегатов.

Значительная часть трубопроводов ПТУ (трубопроводы отборов пара, уплотнений) соединяется с патрубками, расположенными в нижних половинах цилиндров турбины. Поэтому разработке задания на фундамент предшествует проработка разводки трубопроводов под фундаментом. По результатам этой проработки определяются размеры проемов в верхней плите фундамента в районе расположения цилиндров турбины.

В задании на фундамент указываются места для металлических закладных деталей в виде пластин, уголков, к которым должны крепиться подвески, опоры трубопроводов, площадки фундамента (металлические перекрытия, закрывающие свободные поверхности железобетонного фундамента и каналы в фундаменте на уровне пола машинного помещения). Определяются места и размеры колодцев под фундаментные шпильки для крепления фундаментных рам турбины и фундаментных плит генератора. Задания на фундамент, разрабатываемые заводом, а затем проект фундамента, выполняемый специализированными организациями, отвечают требованиям нормативных документов [48, 49].

Кроме задания на фундамент, выполняется задание-расчет нагрузок на фундамент от турбоагрегата, конденсатора, ПСГ и трубопроводов, опирающихся на элементы фундамента. В качестве примера приводятся фрагменты такого задания: схемы приложения нагрузок на верхнюю и нижнюю плиты фундамента серийного турбоагрегата с турбиной типа Т-63/76-8,8 и генератором типа ТФ-80-2У3, работающего в составе ПГУ-230 (рис. 7.10, 7.11), и расчетные значения нагрузок на эти плиты (табл. 7.4, 7.5). Значения нагрузок приводятся без коэффициентов перегрузок, которые принимаются специализированной организацией, выполняющей рабочий проект фундамента.

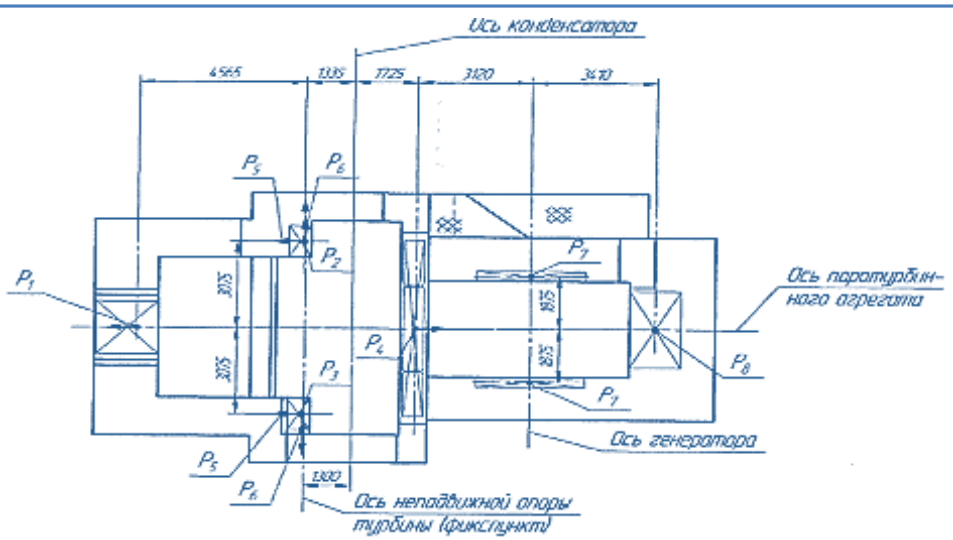


Рис. 7.10. Нагрузки на верхнюю фундаментную плиту турбоагрегата с турбиной типа Т-63/76-8,8 и генератором типа ТФ-80-2У3

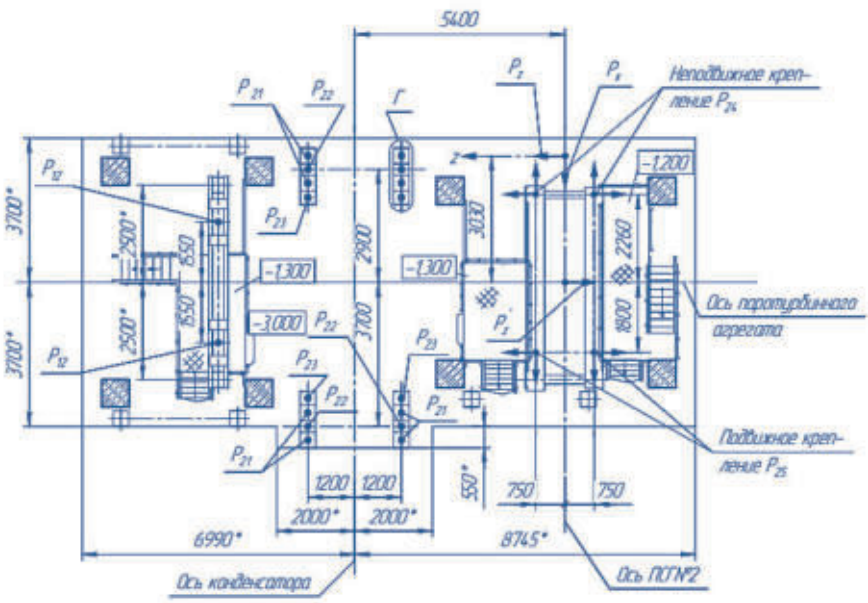


Рис. 7.11. Нагрузки на нижнюю фундаментную плиту турбоагрегата с турбиной типа Т-63/76-8,8 и генератором типа ТФ-80-2У3

Таблица 7.4

Нагрузки на верхнюю плиту фундамента турбоагрегата с турбиной типа Т-63/76-8,8 и генератором типа ТФ-80-2У3

Вариант	Обозначение нагрузки	Нагрузки при эксплуатации					Нагрузки при гидроиспытании		Отметка приложения нагрузки, м
		Масса стационарного оборудования, т	Масса изоляции, т	Масса охлаждающей воды, т	Суммарная вертикальная нагрузка, т	Горизонтальная нагрузка, т	Масса воды, т	Суммарная вертикальная нагрузка, т	
1	P_1	48	4	4	60	23	13	64	+12,830
	P_2	53	5	28	87	27	72,5	130	+12,120
	P_3	50	5	21	77	24	65,5	121	+12,120
	P_4	71	3	44	119	35,6	125	199	+12,120
	P_5	-	-	-	--	2×6,3	-	-	+12,120
	P_6	-	-	-	-	2×1,9	-	-	+12,120
	P_7	28×54	-	-	28×54	-	-	-	+12,000
	P_8	23	-	-	23	-	-	-	+12,000
	P_9	-	-	-	400 кг/м²	-	-	-	+10,055
	P_{10}	-	-	-	1000 кг/м²	-	-	-	+12,000
	P_{11}	-	-	-	14×1	-	-	-	+12,010
	P_{12}	2×2,2	2×0,8	-	2×3	-	2×6,5	2×9,5	+5,360
	P_{13}	-	-	-	3,2	-	-	-	+9,850
	P_{15}	2×1	2×0,5	-	2×1,5	-	2×0,5	2×2	+9,850 +10,850

Вариант	Обозначение нагрузки	Нагрузки при эксплуатации					Нагрузки при гидроиспытании		Отметка приложения нагрузки, м
		Масса стационарного оборудования, т	Масса изоляции, т	Масса охлаждающей воды, т	Суммарная вертикальная нагрузка, т	Горизонтальная нагрузка, т	Масса воды, т	Суммарная вертикальная нагрузка, т	
2	P_1	43	4	3,3	55	21,4	10,5	57	+12,830
	P_2	60	5	32	98	30,3	85,6	150	+12,120
	P_3	57	5	25	89	27,5	78,6	140	+12,120
	P_4	62	3	37	102	30,6	101	166	+12,120
	P_5	-	-	-	-	2×4,6	-	-	+12,120
	P_6	-	-	-	-	2×1,38	-	-	+12,120
3	P_1	52	4	5	65	24,6	16	72	+12,830
	P_2	48	5	24	78	24,4	59	112	+12,120
	P_3	46	5	16,6	69	21,5	52,4	103	+12,120
	P_4	76	3	52	131	39,2	149	227	+12,120
	P_5	-	-	-	-	2×7,3	-	-	+12,120
	P_6	-	-	-	-	2×2,2	-	-	+12,120

Таблица 7.5

Нагрузки на нижнюю плиту фундамента турбоагрегата с турбиной типа Т-63/76-8,8 и генератором типа ТФ-80-2У3

Обозначение нагрузки	Масса стационарного оборудования, т	Нагрузки при эксплуатации				Масса воды при гидроиспытании, т			Нагрузки при гидроиспытании			Отметка приложения нагрузки, м
		Масса изоляции, т	Масса воды, т	Суммарная вертикальная нагрузка, т	Горизонтальная нагрузка, т	Парового пространства	Водяного пространства	Парового и водяного пространства	Парового пространства, т	Водяного пространства, т	Парового и водяного пространства, т	
P_{21}	8×18,5	-	-	8×28	-	8×21	-	-	8×39,5	-	-	+2,300
P_{22}	4×37	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+1,900
P_{23}	4×37	-	-	-	-	4×46,5	4×17	4×63,5	4×83,5	4×54		+1,900
P_{24}	2×9	2×0,6	2×5	2×14,6	2×4	-	-	2×10,5	-	-	2×20,1	+4,250
P_{25}	2×8,5	2×0,6	2×3	2×12,1	2×4	-	-	2×8,5	-	-	2×17,6	+4,250

Распределение вертикальных нагрузок на фундамент приводится в трех вариантах. Специализированной организацией, разрабатывающей и рассчитывающей фундамент, рассматривается каждый из этих вариантов. Такой подход в задании заводом нагрузок на фундамент вызван тем, что турбина имеет многоопорную (более двух опор) конструкцию опирания на фундамент, а в этом случае система распределения нагрузок по опорам становится статически неопределима. Опыт разработки строительных заданий показывает, что распределение нагрузок по трем вариантам, когда два крайних варианта отличаются от одного, условно номинального, на величину ±15 %, является обоснованным, хотя, возможно, и с некоторым запасом надежности.

Особо следует отметить, что распределение нагрузок с учетом массы залитой для гидроиспытания в конденсатор воды также дается в двух вариантах. Один вариант – когда нагрузка от массы залитой в конденсатор воды передается на нижнюю плиту фундамента непосредственно через временные проставки, устанавливаемые между лапами конденсатора и опорами фундамента. Другой вариант – когда по каким-то причинам такие проставки либо не будут установлены, либо будут установлены с зазорами, и тогда нагрузка от массы залитой в конденсатор воды будет передаваться через выхлопную часть турбины, верхнюю часть строения и колонны фундамента на его нижнюю плиту. Учитывая, что масса воды, залитой в конденсатор, составляет значительную величину, при расчете фундамента следует учитывать каждый из этих вариантов.

Кроме вертикальных составляющих в виде нагрузок от массы оборудования, изоляции и воды, на фундамент также действуют усилия в горизонтальной плоскости. В упрощенном виде этими усилиями являются силы трения, возникающие при тепловом расширении (укорочении) турбины. Эти силы возникают, когда турбина перемещается (скользит) по фундаментным рамам, закрепленным фундаментными шпильками и залитым в фундаменте. По фундаментным рамам непосредственно скользят корпус переднего подшипника и опоры ЧНД турбины. Коэффициент трения для расчета сил трения принимается равным 0,3.

Перемещение (скольжение) турбины происходит относительно фикс-пункта – условной неподвижной точки турбины, расположенной в данном случае на пересечении вертикальной плоскости, проходящей через продольную ось турбины, с линией, проходящей по оси двух поперечных шпонок, расположенных в боковых опорах ЧНД. При расширении турбины горизонтальные усилия действуют на фундамент по направлению от фикс-пункта, при укорочении – к фикс-пункту турбины. Результирующая реакция от этих усилий, действующая на фикс-пункт турбины, условно раскладывается пополам и прикладывается к центрам двух поперечных шпонок в боковых лапах турбины (см. нагрузки в табл. 7.5).

Аналогично определяются горизонтальные составляющие усилий на опоры ПСГ. Каждый ПСГ устанавливается на специальной стальной раме, которая, в свою очередь, крепится к четырем железобетонным или стальным стойкам, опирающимся на нижнюю плиту фундамента. Со стороны входных водяных камер, где подводится и отводится сетевая вода, опора ПСГ в осевом направлении имеет неподвижное крепление к раме. Со стороны поворотной водяной камеры опора

вместе с корпусом ПСГ имеет возможность перемещаться по раме вдоль продольной оси ПСГ. В боковом направлении корпус ПСГ с опорами имеет возможность перемещаться при расширении (скользить) по раме.

На опоры конденсатора горизонтальные составляющие усилий практически не воздействуют, так как между опорами и лапами конденсатора стоят блоки цилиндрических винтовых пружин, которые, незначительно изгибаясь, компенсируют небольшие тепловые расширения конденсатора в горизонтальной плоскости.

Важное значение для надежной работы турбоагрегата имеют конструкция и качество крепления турбины и генератора к фундаменту. На рис. 7.12 показан узел установки и крепления фундаментных рам турбины к фундаменту. Этот узел является частью строительно-монтажного чертежа «Установка фундаментных рам на постоянных подкладках», разрабатываемого заводом.

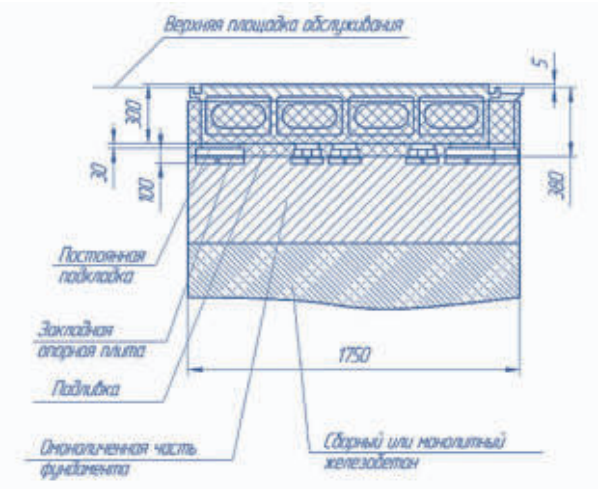


Рис. 7.12. Установка фундаментной рамы корпуса переднего подшипника на постоянных подкладках

Турбины УТЗ своими выносными корпусами подшипников и опорами цилиндров опираются на фундамент через фундаментные рамы, а генераторы своим корпусом подшипника и опорными лапами статора – через фундаментные плиты.

В начальный период монтажа турбоагрегата фундаментные рамы и плиты опираются не на бетон фундамента, а на выступающие над бетоном, частично залитые в нем так называемые закладные опорные плиты. Для турбины Т-63/76-8,8 их – 50 шт. Их количество и расположение определяются, с одной стороны, необходимостью исключения деформации фундаментных рам и снижения удельных нагрузок на бетон фундамента, с другой – необходимостью снижения трудоемкости монтажа турбоагрегата.

Для выверки фундаментных рам и плит в горизонтальной плоскости между ними и закладными плитами устанавливаются постоянные клиновые подкладки, толщина которых определяется и подгоняется при монтаже по месту. Предварительно перед установкой фундаментных рам на место в их полости со стороны нижней подошвы заводятся выпуски арматуры из верхней плиты

фундамента, возведенной на момент установки фундаментных рам. При этом выпуски арматуры не доводятся до верха внутренних полостей фундаментных рам на 80…100 мм.

Крепление фундаментных рам и плит к фундаменту осуществляется с помощью фундаментных шпилек (болтов) и бетонной подливки, которая, заполняя полости фундаментных рам, делает эти узлы крепления монолитными. Подливка выполняется после окончательной затяжки шпилек и контрольной выверки фундаментных рам в горизонтальной плоскости.

Фундаментные шпильки в ряде случаев имеют длину до 2,5 м. Диаметр резьбы – М42. В верхней плите фундамента для шпилек выполняются отверстия путем заливки в бетон обсадных труб DN 100. Зазоры между внутренним диаметром этих труб и шпильками заполняются цементным раствором.

В качестве заданий для организаций, разрабатывающих рабочую документацию на строительную часть машинного помещения, УТЗ выдает задание на полы (в данном случае на отметке «0»), на установку насосного оборудования, на опорные конструкции под конденсатор и подогреватели сетевой воды. В первом документе указываются координаты в плане и по высоте всего насосного оборудования, устанавливаемого на этой высотной отметке. Показываются габариты и конструктивные особенности необходимых подливок под насосное оборудование. В этом же документе указываются координаты в плане всех гидрозатворов, показаны размеры шахт под эти гидрозатворы. В установочных чертежах насосов подробно показывается крепление рам насосных агрегатов (насос и электродвигатель), выбираются крепежные детали для такого крепления. Внутри фундаментов теплофикационных ПТУ УТЗ, как уже отмечалось, кроме конденсатора, располагаются подогреватели сетевой воды горизонтального типа. Для опирания подогревателей и конденсаторов возводятся, как правило, железобетонные опорные конструкции, выполняемые заодно с нижней плитой фундамента (рис. 7.13).

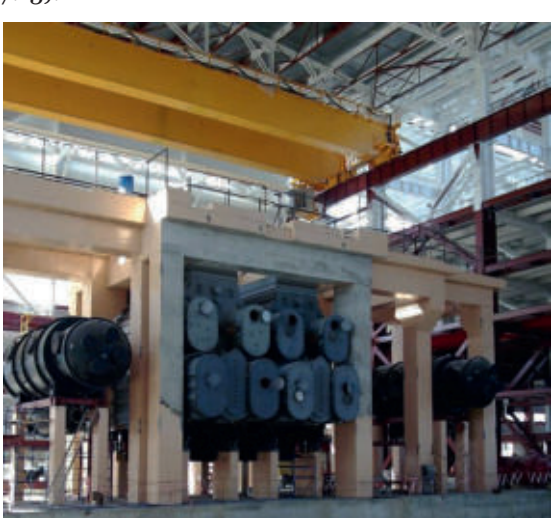


Рис. 7.13. Опорные конструкции внутри фундамента турбоагрегата с турбиной Т-113/145-12,4 с установленными конденсаторами и ПСГ

7.3.2. Площадка обслуживания

Одним из наиболее объемных и трудоемких заданий, разрабатываемых турбинными заводами, является задание на площадки обслуживания ПТУ. Конструкция площадок позволяет обеспечить возможность обслуживания и ремонта значительной части элементов турбины, генератора и другого оборудования (в том числе трубопроводов). Площадки обслуживания ПТУ представляют собой пространственные металлоконструкции, выполненные из стоек, силовых балок и связей, на которые монтируется рифленый металлический настил. Различные отметки между собой соединяются лестничными маршами. В практике проектирования площадок обслуживания закладывается несколько лестничных маршей по разным зонам площадок, по которым должна иметься возможность пройти от нулевой отметки до оперативной. В зоне доступности площадки обслуживания и лестницы ограждаются перилами. Металлические опорные стойки площадок обслуживания крепятся к полу (конденсационного помещения) на отметке «0» с определенной разбивкой – с шагом, кратным трем метрам: обычно 3 х 3 м (или 6 х 3, 6 х 6 м). Эти стойки могут подниматься до отметки 12,0 м, т. е. до пола машинного помещения, или заканчиваться на промежуточных отметках. Стойки также могут располагаться между промежуточными отметками обслуживания. Между собой на промежуточных высотных отметках и на отметке пола машинного помещения стойки соединяются балками. Между основными балками, связывающими между собой опорные стойки, проложены дополнительные балки, образующие так называемую решетку, на которую укладываются, как правило, стальные рифленые листы, которые собственно и являются площадками обслуживания. Вместо стальных листов могут использоваться и другие перекрытия, например, из железобетона.

В задании на площадки обслуживания показываются места крепления опор трубопроводов и оборудования. Прорабатывается конструкция этих мест, в них задаются нагрузки, количество которых только от опор трубопроводов – около трехсот.

В задании на площадки обслуживания проработаны места установки всех необходимых лестниц между площадками на разных высотных отметках. Угол наклона лестниц к горизонтали задают равным 45...50°. Перекрытия из железобетона должны выдерживать монтажную нагрузку 100,0 МПа, стальной рифленый лист – 40,0 МПа. Во избежание передачи вибрации от фундамента турбоагрегата площадки обслуживания, как правило, не имеют с ним жесткой связи.

В задании завода на площадки обслуживания не задаются конкретные размеры стального проката, из которого должны изготавливаться стойки и балки. Это – прерогатива организации, разрабатывающей рабочие чертежи площадок обслуживания. Тем не менее, с учетом нормируемых габаритов, необходимых для прохода человека по площадкам, на любой из высотных отметок высота балки более 450 мм к применению не рекомендуется.

В настоящее время распространение получили площадки обслуживания ПТУ, выполненные из сборных металлоконструкций. При таком типе сварные элементы собираются на заводе-изготовителе площадок до такого состояния, при котором сварные работы по монтажу металлоконструкций на объекте практически

сводятся к нулю. Такой тип металлоконструкций снижает стоимость монтажа, ускоряет сборку строительной части и более удобен в обслуживании. По-видимому, в ближайшем будущем сварные металлоконструкции площадок обслуживания ПТУ при строительстве новых блоков полностью перестанут применяться.

Особо следует отметить, что оборудование ПТУ, установленное на фундаментах, площадках обслуживания, вывешенное на трубопроводах, а также сами трубопроводы должны выдерживать землетрясение до 6 баллов по шкале Рихтера. Реализация ряда технических рекомендаций специализированных организаций в ПТУ с турбинами УТЗ позволила использовать эти ПТУ в зонах, где возможно землетрясение в 8 баллов по шкале Рихтера. Эти рекомендации в основном касались мест крепления оборудования (ПСГ, эжекторов) к металлоконструкциям машинного зала.

7.4. Особенности схемно-компоновочных и строительных решений при реконструкции или модернизации станций

Проведение реконструкций ПТУ станций с сохранением значительной доли строительной части машинного зала позволяет существенно снижать денежные затраты и сокращать сроки ввода новых мощностей. Однако существует ряд условий, которые определяют саму возможность реконструкции ПТУ и границы проведения реконструкции. К таким условиям относятся:

1. Состав оборудования демонтируемой и возводимой вновь ПТУ. Например, вызывает некоторые трудности компоновка теплофикационной ПТУ с ПСГ вместо чисто конденсационной ПТУ. Это связано, в первую очередь, с поиском места для размещения ПСГ, если их размещение в габаритах фундамента невозможно. Разное количество цилиндров паровой турбины также может быть ограничивающим условием как в случае замены турбины с меньшим числом цилиндров на турбину с большим числом, так и в обратном случае. При замене, например, двухцилиндровой турбины на одноцилиндровую возникают трудности с равномерностью распределения нагрузок на нижнюю плиту фундамента.

2. Состояние существующего фундамента турбоагрегата. Замасленность, обводненность, разрушение бетона и ряд других факторов являются причинами, которые не позволяют использовать фундамент в течение планируемого длительного времени (30…40 лет). Эти факторы должны выявляться, как правило, до начала проектных работ по реконструкции ПТУ. Специализированная экспертиза должна определить состояние несущих конструкций и возможность применения отдельных элементов и всего фундамента в целом.

Так, при проведении полномасштабной реконструкции путем замены ПТУ с турбиной Т-110/120-130-3 УТЗ с генератором с водородным охлаждением ТВФ-120-2 ст. № 6 Павлодарской ТЭЦ-3 на ПТУ с новой турбиной Т-100/120-130-ПР2 УТЗ и с генератором с воздушным охлаждением ТФ-125-2У3 при обследовании существующего фундамента турбоагрегата были выявлены замасливание, наличие трещин в верхней плите фундамента и осадка всего фундамента. Немецкая фирма GERB предложила, не демонтируя весь фундамент, заменить только его дефектную верхнюю плиту на сварную металлическую. Принципиально реконструкция фундамента турбоагрегата заключается в демонтаже выполненной из сборного железобетона верхней плиты фундамента и

частичном срезании колонн фундамента на 500...800 мм ниже нижней поверхности верхней плиты.

На подрезанные колонны должны быть установлены специальные пружинные блоки (виброизоляторы – рис. 7.14) и, при необходимости, так называемые гасители колебаний (демпферы – рис. 7.15). На эти виброизоляторы и демпферы вместо демонтированной верхней железобетонной «плашки» должна быть установлена имитирующая «плашку» металлическая сварная конструкция (сварная рама), на которую, в свою очередь, должны устанавливаться фундаментные рамы модернизированной турбины и фундаментные плиты нового генератора. Конструкция фундаментных рам и плит сохраняется. Конструкция сварной рамы должна обеспечивать крепление к ней фундаментных рам турбины и плит генератора принципиально таким же образом, как фундаментные рамы и плиты крепятся к верхней «плашке» фундамента, выполненной из железобетона, включая заполнение внутренних полостей фундаментных рам и смежных с ними полостей сварной рамы бетонным раствором или специальной затвердевающей смолой. Расчетная жесткость сварной рамы соизмерима с жесткостью, демонтированной железобетонной верхней «плашки».



Рис. 7.14. Виброизоляторы



Рис. 7.15. Демпферы

Таким образом, между турбоагрегатом, установленным на сварной раме, и оставшимися подрезанными колоннами фундамента размещаются виброизоляторы и демпферы, которые должны способствовать снижению вибрации собственно турбоагрегата и исключить передачу вибрации на площадки обслуживания. За счет установки специальных прокладок между виброизоляторами и сварной рамой появляется возможность компенсировать осадку оставшейся части фундамента, если таковая будет продолжаться.

На рис. 7.16 показана в качестве примера схема размещения турбоагрегата мощностью 800 МВт с установкой виброизоляторов между верхней железобетонной фундаментной плитой и колоннами фундамента.

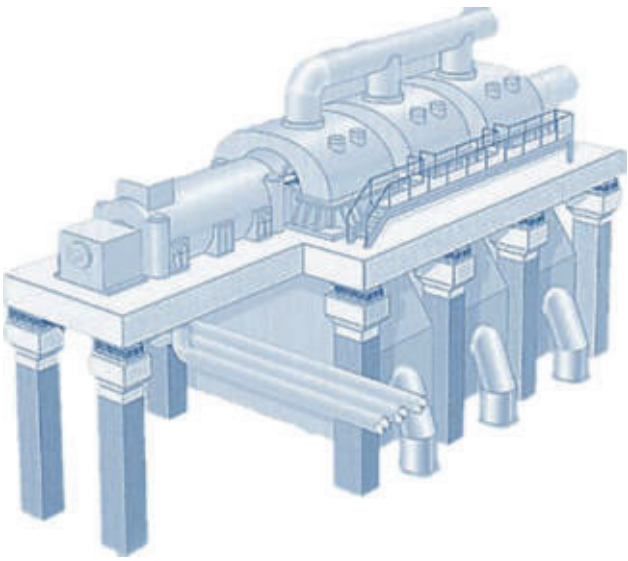


Рис. 7.16. Установка турбоагрегата мощностью 800 МВт на виброизоляторах

3. Высотные отметки полов машинного и конденсационного помещений. Размер по высоте между первой и второй высотными отметками должен быть больше, чем высота вновь устанавливаемых конденсатора с конденсатосборником и части выхлопного патрубка турбины. Предпочтительно сохранять принятую на станции высотную отметку пола машинного помещения. Пол конденсационного помещения также должен совпадать с имеющимся на станции.

Рассмотрим в качестве примера проблемы и их решения, возникающие, когда высотные габариты нового оборудования превышают возможности по высоте имеющегося машинного зала. С точки зрения компоновки толщина нижней плиты, а точнее высотная отметка ее верхней поверхности, крайне важна при разработке компоновки с учетом требования сохранения нижней плиты. В случаях, когда новое оборудование оказывается тяжелее ранее установленного и существует условие сохранения нижней плиты фундамента, возникают серьезные трудности, заключающиеся в следующем. При существенном увеличении нагрузки на нижнюю плиту фундамента появляется необходимость увеличения толщины плиты. Наименее трудоемко для заказчика увеличение толщины нижней плиты за счет ее развития вверх, т. е. повышения высотной отметки верхней поверхности

плиты. Но при этом необходимо «вписать» новый конденсатор, соединенный с новым выхлопным патрубком турбины таким образом, чтобы не изменилась оперативная отметка обслуживания ПТУ.

Например, УТЗ поставил на Павлодарскую ТЭЦ-3 теплофикационную ПТУ с турбиной ПТ-65/75-130/13 с производственным и отопительным отборами, подключенными к станционным коллекторам. Вместе с турбиной должен был устанавливаться новый более тяжелый генератор ТФ-63-2У32. Новая ПТУ должна была быть размещена в ячейке демонтируемого турбоагрегата. Также обязательным условием было максимально возможное сохранение прежнего фундамента, в частности его нижней плиты. На станции было демонтировано частично верхнее строение фундамента. При этом нижнюю плиту фундамента пришлось усиливать по высоте вверх на 500 мм. УТЗ были выполнены проработки конструкции нижней плиты фундамента с целью сохранения центрального кабельного канала, в котором размещались электрические кабели, не только перенос, но и отключение которых на время реконструкции было невозможно. Вместе с этим за счет сокращения высоты переходного патрубка конденсатора появилась возможность повысить высотную отметку установки конденсатосборника конденсатора. В результате не пришлось демонтировать и заменять на новую нижнюю плиту фундамента, были сохранены на своих местах питательные электронасосы, а также станционная бойлерная установка (рис. 7.17). Это осложнило разработку компоновки ПТУ, однако сэкономило значительные капитальные средства при реконструкции машинного зала станции.

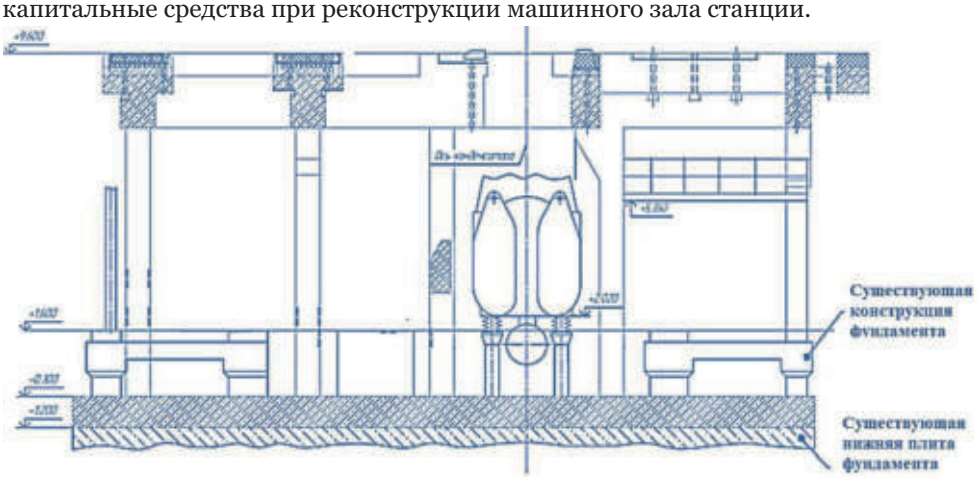


Рис. 7.17. Реконструкция фундамента для турбоагрегата с турбиной типа ПТ-65/75-130/13 и генератором типа ТФ-63-2У3

Таким образом, для подавляющего большинства реконструируемых фундаментов или при строительстве в условиях существующих машинных залов фундамент проектируется так, чтобы оперативная отметка обслуживания нового турбоагрегата совпадала с существующей оперативной отметкой.

4. Существующее крановое хозяйство. Следует рассмотреть два аспекта, связанных с массами и габаритами перемещаемого оборудования. Во-первых, грузоподъемность мостового крана должна обеспечивать возможность его использования при монтаже и в период эксплуатации для поднятия наиболее

тяжелых элементов новой ПТУ (верхняя половина ЦНД, корпус ПВД). (Статор нового генератора при необходимости может быть установлен по специальной технологии.) Во-вторых, высота подъема крюка крана над полые машинные помещения должна обеспечивать в период эксплуатации подъем и перемещение по машинному залу большеразмерных элементов новой ПТУ (верхняя половина ЦНД, корпус ПВД).

5. Выполнение земляных работ. На некоторых станциях по ряду причин в машинных залах невозможно или затруднено выполнение работ по устройству гидрозатворов и приямков ниже высотных отметок пола конденсационного помещения или пола подвала. В таких случаях для каждого конкретного объекта принимаются отдельные решения.

Отметим, что компоновочные и строительные решения при реконструкции или модернизации ПТУ на станциях принимаются УТЗ строго индивидуально.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 7

1. Какой элемент компоновки ПТУ является основным (базовым)?
2. Назовите типы компоновки в зависимости от расположения турбоагрегата в машинном зале.
3. Перечислите основные уровни компоновки ПТУ по высоте. Какая высота компоновки обычно принимается при проектировании от пола машинного помещения до оси турбоагрегата (до горизонтального разъема турбины)?
4. Назовите основные статьи капитальных затрат при реализации проектов реконструкции и нового строительства ПТУ.
5. Назовите основные системы ПТУ.
6. Перечислите основные конструктивные элементы системы подвода свежего пара к турбине.
7. Каким термином называют нижнюю плиту фундамента?
8. Какие виды нагрузок в вертикальном и горизонтальном направлении испытывает фундамент паровой турбины?
9. Что означает термин «фикс-пункт» турбины?
10. Каким образом осуществляется крепление фундаментных рам и плит к фундаменту агрегата?

ГЛАВА 8. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ УРАЛЬСКОГО ТУРБИННОГО ЗАВОДА

8.1. Семейство паровых турбин типа Т-63-8,8: Т-63/76-8,8; КТ-63-7,7; Т-40/50-8,8; К-60-12,8 и К-65-12,8

Унификация и конструктивное единство паровых турбин УТЗ позволяет объединить различные турбины в семейства.

Более подробно характеристики и описание турбин Т-63/76-8,8; КТ-63-7,7; Т-40/50-8,8 представлено в разделе 8.8, посвященному паровым турбинам для ПГУ. В табл. 8.1. представлены основные характеристики паровых турбин К-60-12,8 и К-65-12,8.

Таблица 8.1

Характеристики семейства паровых турбин типа К-60-12,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение	
			К-60-12,8	К-65-12,8
1	Мощность	МВт	60	65
2	Начальное давление пара	МПа	12,8	12,8
3	Начальная температура пара	°С	555	555
4	Расход свежего пара	т/ч	223	237
5	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550	550
6	Температура охлаждающей воды	°С	15	20
7	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	7000	8000

Объединяющим конструктивным признаком этого семейства стало то, что все входящие в него турбины – одноцилиндровые, двухкорпусные, с петлевой схемой движения пара в проточной части и дроссельным парораспределением.

Цилиндр включает в себя двухкорпусную паровпускную часть, среднюю часть и выхлопной патрубок, присоединяемый сваркой к переходному патрубку конденсатора. Все части соединяются между собой вертикальными фланцами. Конструктивные различия цилиндров турбин семейства определяются наличием двухступенчатого (в турбинах Т-63/76-8,8 и КТ-63-7,7) или одноступенчатого (Т-40/50-8,8; К-60-12,8; К-65-12,8; выполнены отборы на ПСВ, т. е. турбины фактически типа «КТ») теплофикационных отборов, различными температурами свежего пара контура НД, различными расходами свежего пара на номинальных и максимальных режимах работы турбин.

Ротор турбины комбинированной конструкции – с цельнокованными и насадными дисками. Диафрагмы всех ступеней – сварные. Уплотнения всех назначений – надбандажные, промежуточные, диафрагменные и концевые – сотового типа.

Конденсационная турбина К-60-12,8 (рис. 8.1) по конструктивным решениям ближе всего к турбине Т-40/50-8,8. Однако параметры свежего пара (12,8 МПа и 555 ^{0}С) существенно изменили ее конструкцию.

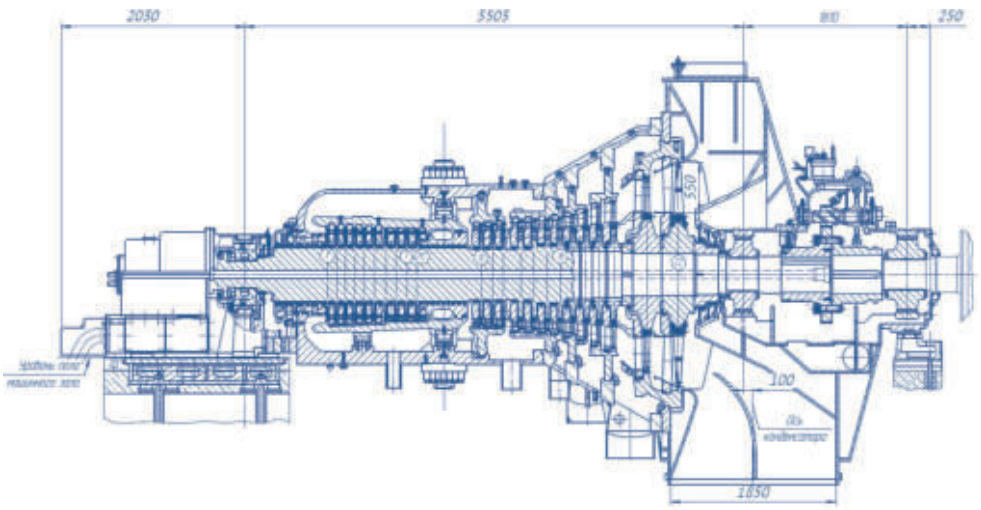


Рис. 8.1. Продольный разрез турбины К-60-12,8

Геометрически совпадающий с внутренними корпусами цилиндров вышеописанных турбин внутренний корпус цилиндра турбины К-60-12,8 выполнен литым из стали ZG1Cr10, MoNiVNbN (аналог стали 20Х12ВНМФЛ по ГОСТ-977–88).

Важно отметить, что коэффициент линейного расширения используемой для литого внутреннего корпуса стали в рабочем диапазоне температур от 20 до 600 °С равен 1,24 мм/(м·100 °С), в то время как у традиционно применяемой стали 15ХМ1ФЛ в том же температурном диапазоне он равен 1,37 мм/(м·100 °С). Вследствие этого в качестве материала для крепежа горизонтального разъема применена сталь ЭИ993Ш (18Х12ВМБФР). Узлы паровпуска выполнены из стали 15Х1М1Ф. Давление пара в межкорпусном пространстве – около 3,4 МПа, температура пара – 370 °С. Поэтому сварной наружный корпус выполнен из сортового проката и поковок из стали 15ХМ. Крепеж горизонтального разъема наружного корпуса выполнен из стали 20Х1М1Ф1ТР (ЭП182). Средняя часть цилиндра и выхлопной патрубок выполнены сварными из углеродистой стали. Унификация по геометрическим размерам конструкции внутреннего корпуса позволила унифицировать с турбиной Т-40/50-8,8 значительную часть диафрагм (восемь из двенадцати) и широко применить модульный принцип проектирования. Диафрагмы первых четырех ступеней тоже сварные, но их направляющие каналы выполнены заодно с телом диафрагмы.

Наружный бандаж и обод – приварные. Уменьшение объема сварки снижает влияние и величину сварочных усадок на значение определяющих размеров окончательно готовой диафрагмы – радиальности положения выходных кромок, шагов по выходным кромкам, значений горл направляющих каналов и суммарной площади горл. В диафрагмах первых четырех ступеней осуществлен парциальный подвод пара (рис. 8.2).

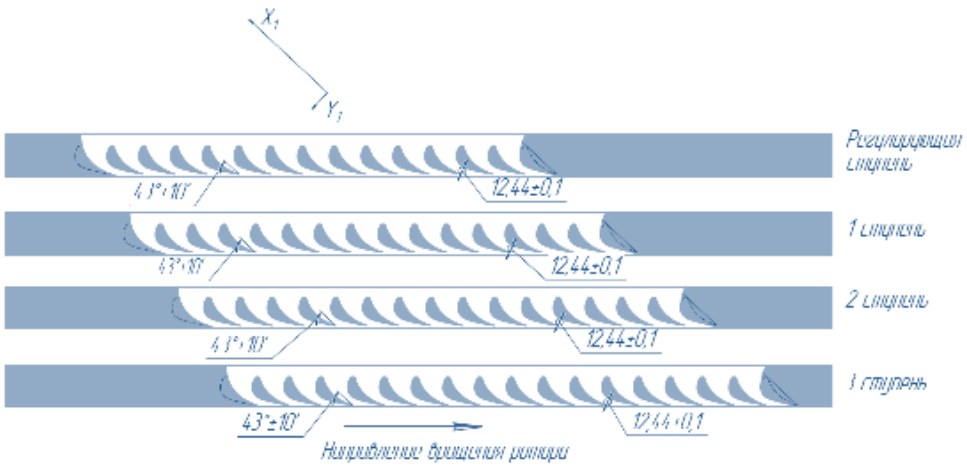


Рис. 8.2. Схема-развертка расположения направляющих каналов в диафрагмах парциальных ступеней

По мере продвижения пара степень парциальности ступеней возрастает. Такое решение позволило увеличить высоту рабочих и направляющих лопаток, что, согласно расчетам, снизило суммарные потери в этих ступенях. Применение унифицированного по геометрическим размерам с турбиной Т-40/50-8,8 наружного корпуса цилиндра потребовало разработки новой конструкции переднего уплотнения. В ней решены все вопросы подвода и отсоса пара. Не возникли и технологические проблемы при изготовлении головного образца.

Турбина К-65-12,8 отличается от турбины К-60-12,8 тем, что паровпускная часть наружного корпуса цилиндра выполнена литой из стали 20ХМЛ (рис. 8.3).

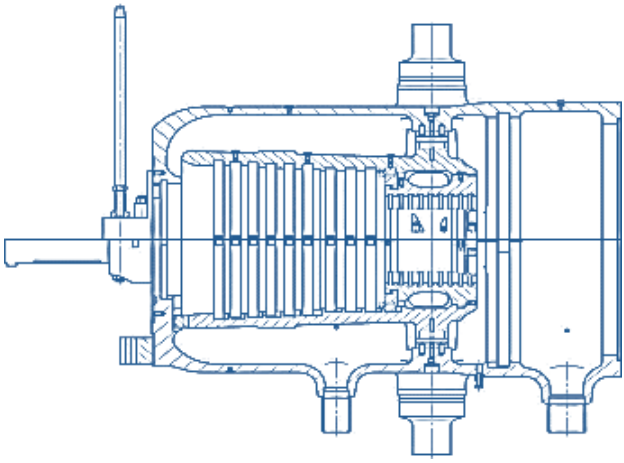


Рис. 8.3. Паровпускная часть цилиндра турбины К-65-12,8

Выбор марки стали определился его литейными свойствами, температурой при эксплуатации турбины, прочностными характеристиками и достаточным уровнем предела длительной прочности. Формы отливки верхней и нижних половин выполнены с соблюдением конструктивных правил создания

направленного затвердевания металла. Пароподводящие патрубки – литые. Присоединяемые к ним узлы паровпуска – сварно-кованые. Их конфигурация разработана и оптимизирована с применением методов математического численного моделирования.

В отличие от турбины К-60-12,8 внутренний корпус цилиндра выставляется по оси наружного корпуса продольной шпонкой в районе паровпуска и вертикальной шпонкой – на стороне выхода пара из внутреннего корпуса (рис. 8.4).

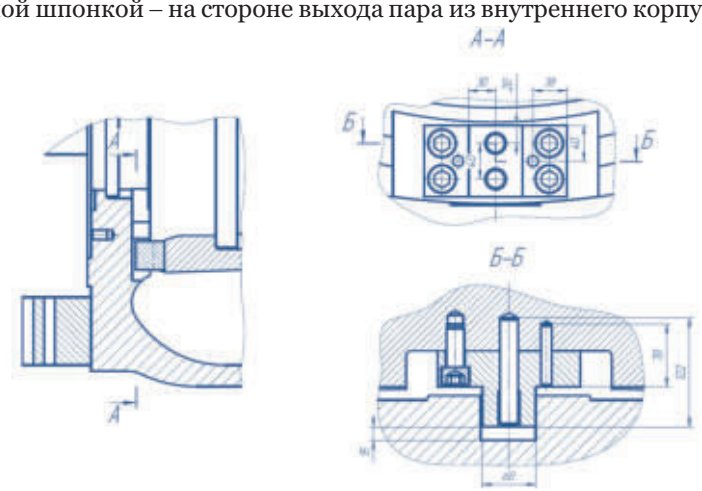


Рис. 8.4. Установка вертикальной шпонки между внутренним и наружным корпусами

Общими для всех турбин описанного семейства являются система подвода пара к турбине, конструкции роторов и подшипников, паровые и масляные уплотнения.

Свежий пар к турбине подается по четырем перепускным трубам высокого давления от отдельно стоящего блока стопорно-регулирующих клапанов, в котором размещены стопорный клапан с автозатвором и два регулирующих клапана, управляемых сервомоторами. В турбинах, предназначенных для работы в составе ПГУ, пар контура НД подается в камеру смешения турбины через стопорно-регулирующий клапан НД.

Роторы всех турбин семейства – комбинированной конструкции. Их цельнокованые части выполнены из традиционно применяемой стали Р2МА (25Х1М1Ф1А). С целью повышения надежности вала ротора и исключения риска возникновения поперечных трещин уровень статических напряжений от веса ротора ограничен величиной 8...9 МПа. Канавки для упорных колец насадных дисков сделаны более широкими с увеличенными галтелями, отдельно контролируемыми при изготовлении. Насадные диски выполнены из стали 30ХН3М82ФА для повышения сопротивляемости коррозионно-усталостному растрескиванию под напряжением. Галтели пароразгрузочных отверстий увеличены. Шероховатость поверхностей ободов дисков снижена.

Опорно-упорный вкладыш, расположенный в корпусе переднего подшипника, для восприятия осевых усилий по обе стороны упорного гребня снабжен слоеными упорными колодками. Подвод масла к упорным колодкам на стороне генератора производится через сверления в корпусе опорной части

опорно-упорного вкладыша. Подвод масла к колодкам на стороне регулятора осуществляется по гибким металлическими гофрированным шлангам, не передающим на опорный вкладыш перемещений или сил, которые могут возникнуть между частями вкладыша.

Для разгрузки упорного подшипника от осевого усилия выполнен думмис. На роторах турбин К-60-12,8 и К-65-12,8 думмис выполнен за счет уменьшения диаметра вала ротора в зоне уплотнения между внутренним и наружным корпусами. В турбине Т-63/76-8,8 думмис выполнен за счет уменьшения диаметра ротора в переднем уплотнении. Масляные уплотнения закреплены на корпусах подшипников на фланцах.

8.2. Семейство паровых турбин типа Тп-35-8,8: Тп-35/40-8,8; Т-50/60-8,8 и К-63-8,8

Более подробно описание турбины Тп-35/40-8,8 представлено в разделе 8.8, посвященном паровым турбинам для ПГУ. Продольные разрезы турбин Т-50/60-8,8 и К-63-8,8 представлены на рис. 8.5, 8.6 соответственно. В табл. 8.2. представлены основные характеристики паровых турбин Т-50/60-8,8 и К-63-8,8.

Таблица 8.2

Характеристики семейства паровых турбин типа Т-50/60-8,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим	
			Т-50/60-8,8	К-63-8,8
1	Мощность	МВт	50/60	63,5
2	Начальное давление пара	МПа	8,8	8,8
3	Начальная температура пара	°С	535	535
4	Расход свежего пара	т/ч	240/228	247
5	Давление пара в отопительном отборе	МПа	0,07-0,025	–
6	Тепловая нагрузка отопительного отбора (номинальная)	Гкал/ч	96	–
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550	550
8	Температура охлаждающей воды	°С	20	20
9	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	8000	8000

Турбины Тп-35/40-8,8, Т-50/60-8,8 и К-63-8,8 – одноцилиндровые с сопловым парораспределением, с прямоточной схемой движения пара в цилиндре. Цилиндр – обойменной конструкции. Корпус цилиндра включает в себя литую паровпускную часть из стали 15Х1М1ФЛ, среднюю часть и выхлопной патрубок, которые выполнены сварными из углеродистой стали. Все части корпуса цилиндра соединены между собой вертикальными фланцами. Диафрагмы размещены в обоймах, установленных в расточках цилиндра. Обоймы и диафрагмы обеих

турбин унифицированы. Проточные части турбин семейства включают в себя двухвенечную регулирующую ступень и девять ступеней давления в ЧВД, шесть ступеней – в ЧСД и две ступени – в ЧНД. Проточная часть турбины Тп-35/40-8,8 отличается только тем, что в ней удалена одна ступень в части среднего давления для создания камеры для приема пара контура НД из КУ.

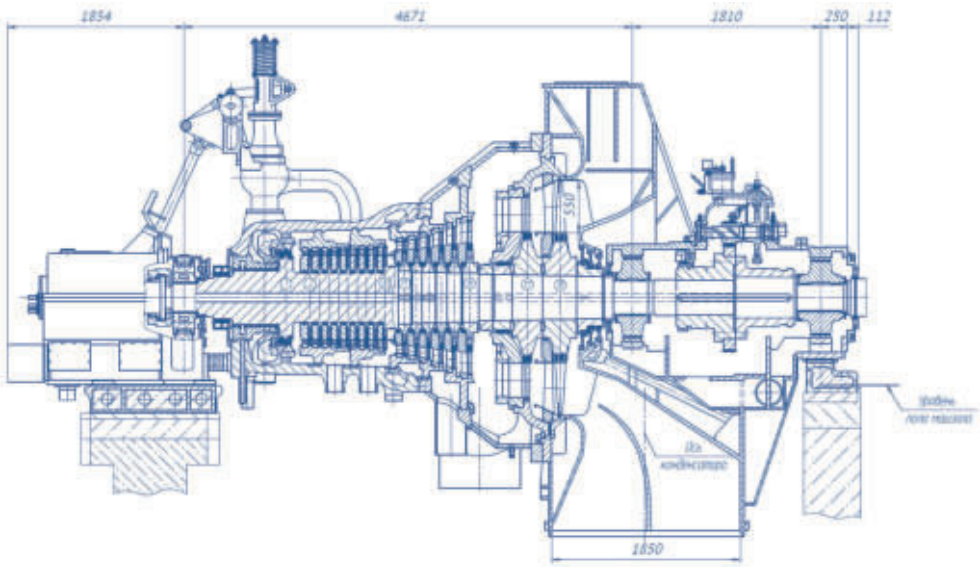


Рис. 8.5. Продольный разрез турбины Т-50/60-8,8

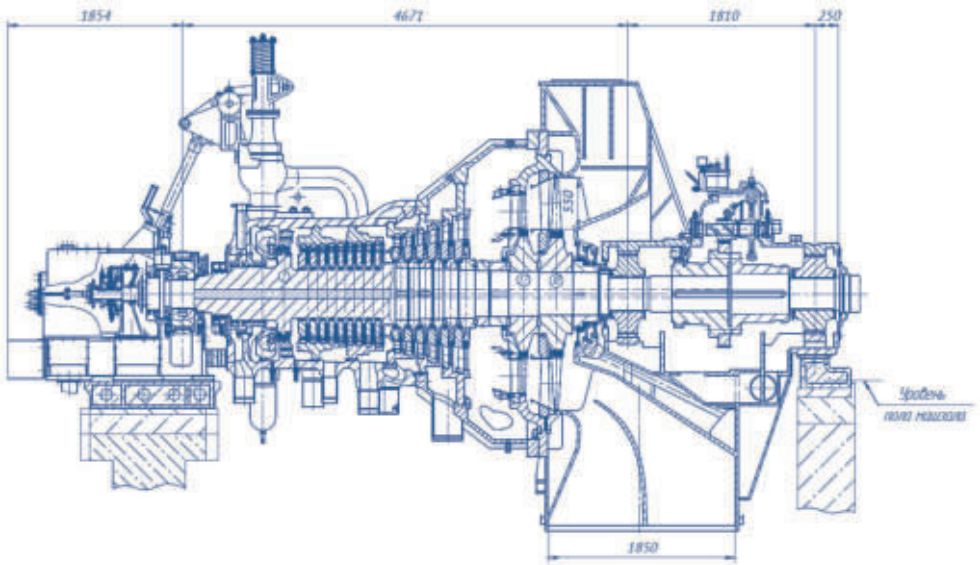


Рис. 8.6. Продольный разрез турбины К-63-8,8

Одноступенчатый подогрев сетевой воды обеспечивается теплофикационным отбором из части среднего давления турбин Тп-35/40-8,8 и Т-50/60-8,8 перед частью низкого давления. Регулирование расхода пара на

теплофикацию осуществляется поворотной регулирующей диафрагмой ЧНД, управляемой сервомотором с помощью рычажной системы.

В конденсационной турбине К-63-8,8 отсутствует теплофикационный отбор и, соответственно, нет поворотной регулирующей диафрагмы ЧНД.

8.3. Семейство турбин типа Т-120-130: Т-120/130-130-8МО; Т-95/105-8,8; ПТ-65/75-12,8; ПТ-60-8,9/1,9; Т-125/150-12,8

Трех- и двухцилиндровые турбины этого семейства продолжают конструктивные и технологические решения, свойственные традиционному в продуктовой линейке УТЗ семейству Т-100-130. Во всех турбинах семейства свежий пар поступает через отдельно стоящий стопорный клапан и четыре регулирующих клапана в ЦВД, корпус которого отлит из стали 15Х1М1ФЛ; в ЦВД размещены одновенечная (в турбине Т-100-130 первых модификаций – двухвенечная) регулирующая ступень и восемь или девять (в зависимости от давления свежего пара) ступеней давления. Затем пар поступает в ЧСД, корпус которой – литой или сварно-литой, и выхлопную часть – одно- или двухпоточную. Двухступенчатый подогрев сетевой воды производится за счет теплофикационных отборов, организованных из корпуса ЧСД, управление которыми осуществляется плотными поворотными регулирующими диафрагмами ЧНД.

Ниже более подробно рассмотрена конструкция паровых турбин ПТ-60-8,9/1,9 и Т-125/150-12,8. В табл. 8.3. представлены основные характеристики этих паровых турбин.

Таблица 8.3

Характеристики семейства паровых турбин типа ПТ-60 и Т-125

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим	
			ПТ-60-8,9/1,9	Т-125/150-12,8
1	Мощность	МВт	60	127/150
2	Начальное давление пара	МПа	8,9	12,8
3	Начальная температура пара	°С	515	555
4	Расход свежего пара	т/ч	450/230	515/525
5	Давление пара в отопительном отборе	МПа	0,1-0,25	0,06-0,245; 0,05-0,196
6	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550	550
7	Температура охлаждающей воды	°С	20/35	20
8	Расход охлаждающей воды через конденсатор (конденсаторную группу)	м³/ч	8000	16000

Турбина ПТ-60-8,9/1,9 (рис. 8.7) – двухцилиндровая с производственным и одним теплофикационным отборами – представляет собой конструктивный аналог турбины ПТ-65/75-12,8 и имеет высокую степень унификации с турбиной

Т-95/105-8,8. Турбины имеют одинаковые конструкции корпусов ЦВД и ЦНД, одинаковые роторы ВД и НД, одинаковые обоймы, диафрагмы, в том числе поворотные регулирующие диафрагмы производственного и теплофикационного отборов, и уплотнения паровые и масляные. Разница начальных параметров привела к увеличению парциальности одновенечного соплового аппарата ВД и к удалению первой ступени давления. В освободившуюся расточку корпуса цилиндра установлен обтекатель, формирующий геометрию увеличенной камеры регулирующей ступени и направляющий пар из регулирующей ступени в проточную часть ступеней давления. Проточная часть ВД (фрагмент) – на рис. 8.8.

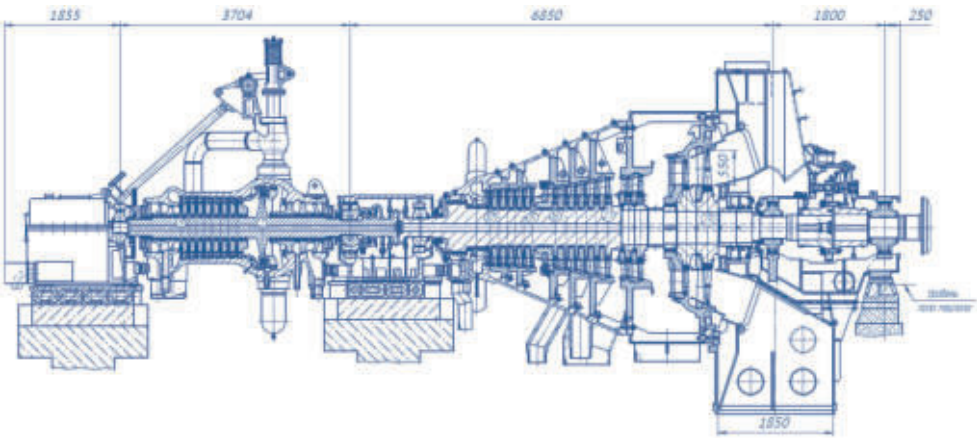


Рис. 8.7. Продольный разрез турбины ПТ-60-8,9/1,9

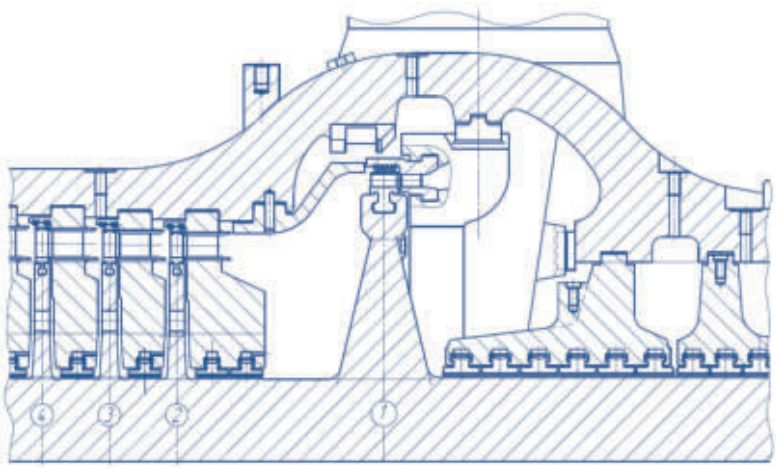


Рис. 8.8. Зона паровпускной части ЦВД турбины ПТ-60-8,9/1,9

Давление пара производственного отбора регулируется поворотной регулирующей диафрагмой 16-й ступени (четвертой ступени ЦНД).

Продольный разрез паровой турбины нового поколения Т-125/150-12,8 показан на рис. 8.9.

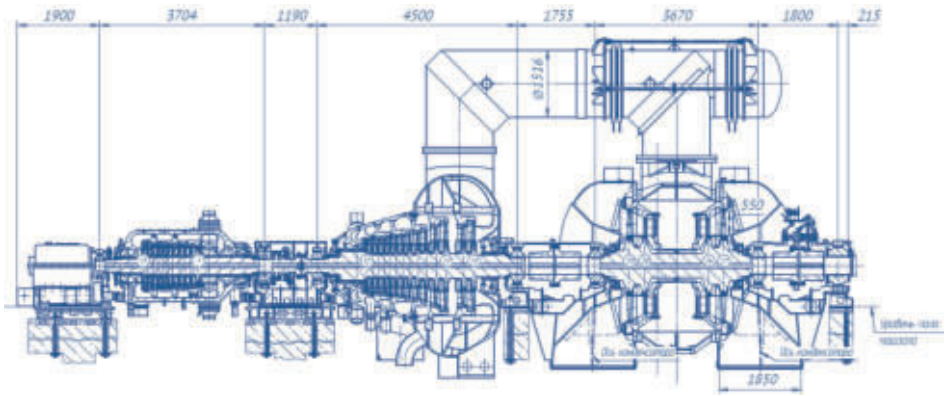


Рис. 8.9. Продольный разрез турбины Т-125/150-12,8

Определяющим фактором при разработке ее конструкции стала необходимость использования турбины не только при новом строительстве, но и – возможно в большей степени – при замене устаревших турбин семейства Т-100-130 более совершенной турбиной нового поколения, устанавливаемой на старом фундаменте на площадях и в объемах старой турбинной ячейки существующего машинного зала или модернизации путем последовательной замены цилиндров комплектно с размещаемыми в них проточными частями другими, новыми, с улучшенными экономическими и эксплуатационными характеристиками, применения принципиально новой системы регулирования и использования новых решений в прочих конструктивных единицах. Предполагаемое широкое использование новой разработки для модернизации турбины с использованием старого фундамента и, по возможности, части «старого» вспомогательного оборудования определило необходимость сохранения длин и присоединительных размеров всех роторов турбины, присоединительных размеров корпусов цилиндров и корпусов подшипников, опорных вкладышей и патрубков регенеративных и теплофикационных отборов.

Не менее существенным образом определило конструкцию турбины требование достичь максимально возможного для активной турбины относительного внутреннего КПД проточной части. Кроме того, модернизация технологических процессов изготовления турбин, направленная на сокращение численности занятых в производстве работников при обязательном повышении качества изделия, потребовала новых конструктивных решений.

Паровая турбина типа Т-125/150-12,8 представляет собой трехцилиндровый агрегат. Парораспределение – «квазидроссельное», подогрев сетевой воды – двухступенчатый, развитая система регенеративного подогрева питательной воды.

Свежий пар подается в турбину через блок стопорно-регулирующих клапанов, состоящий из расположенного посередине стопорного клапана с подводом пара в нижнюю часть и присоединяемых к верхней части стопорного клапана регулирующих клапанов в виде расходящихся ветвей, в каждой из которых последовательно размещены регулирующие клапаны – по два в каждой ветке. Автозатвор стопорного клапана опирается на фланец в верхней части корпуса

клапана, сервомоторы регулирующих клапанов расположены на крышках регулирующих клапанов и имеют индивидуальные приводы. Корпус блока клапанов – сварно-кованый из стали 15Х1М1Ф, шестью лапами опирается на сварную конструкцию, которая в свою очередь устанавливается на металлоконструкциях площадок турбоустановки. На двух параллельных лапах, обращенных в сторону турбины, двумя поперечными шпонками выполнен фикс-пункт клапана. Остальные опорные лапы имеют возможность свободного теплового перемещения. Диаметр стопорного клапана – 300 мм, регулирующих клапанов – 125 мм. Корпус и проточная часть клапана спроектирована с использованием методов численного математического моделирования. После регулирующих клапанов пар по четырем трубам направляется в паровпуск ЦВД. ЦВД (рис. 8.10) выполнен двухкорпусным – включает наружный и внутренний корпусы, три обоймы для установки диафрагм, обоймы и коробки концевых уплотнений.

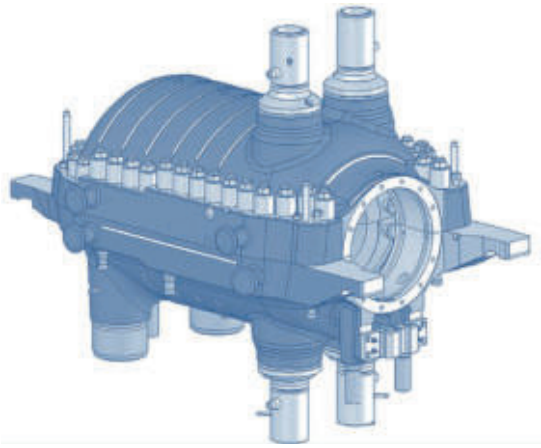


Рис. 8.10. Твердотельная модель ЦВД турбины Т-125/150-12,8

Все элементы корпуса ЦВД – литые из стали 15Х1М1ФЛ, кроме коробок уплотнений, отливаемых их стали 20ГСЛ. Во внутреннем корпусе цилиндра размещена кольцевая камера паровпуска (рис. 8.11), внешняя поверхность которой является стенкой внутреннего корпуса, а внутренняя поверхность образована литой обоймой из стали 15Х1М1ФЛ, устанавливаемой в расточках внутреннего корпуса цилиндра.

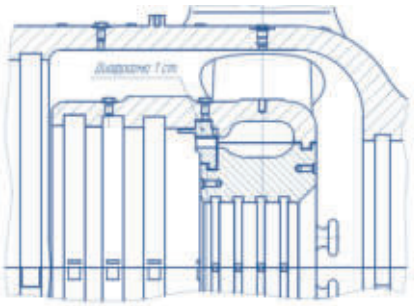


Рис. 8.11. Кольцевая камера паровпуска ЦВД турбины Т-125/150-12,8

Конструкция литых цилиндров обеспечивает направленное затвердевание заливаемого металла, что уменьшает вероятность возникновения литейных дефектов. Кольцевая камера паровпуска ЦВД разделена на четыре отсека радиальными перегородками с горизонтальными разрезами на две части, одна из которых приварена к внутреннему корпусу цилиндра, а вторая вварена в обойму уплотнения (рис. 8.12). Зазор между частями – 0,3...0,5 мм. К каждому отсеку подведена паровпускная труба, соединенная с патрубком, отлитым в наружном корпусе цилиндра, поршневым соединением. Каждая паровпускная труба связана паропроводом с регулирующим клапаном, что и обеспечивает возможность функционирования соплового парораспределения турбины.

Такая конструкция парораспределения позволила добиться максимально возможной степени парциальности подвода пара в цилиндр, а с учетом возможности применения конструкции с индивидуальными приводами регулирующих клапанов обеспечивается возможность функционирования дроссельного парораспределения, поэтому названа «квазидроссельной».

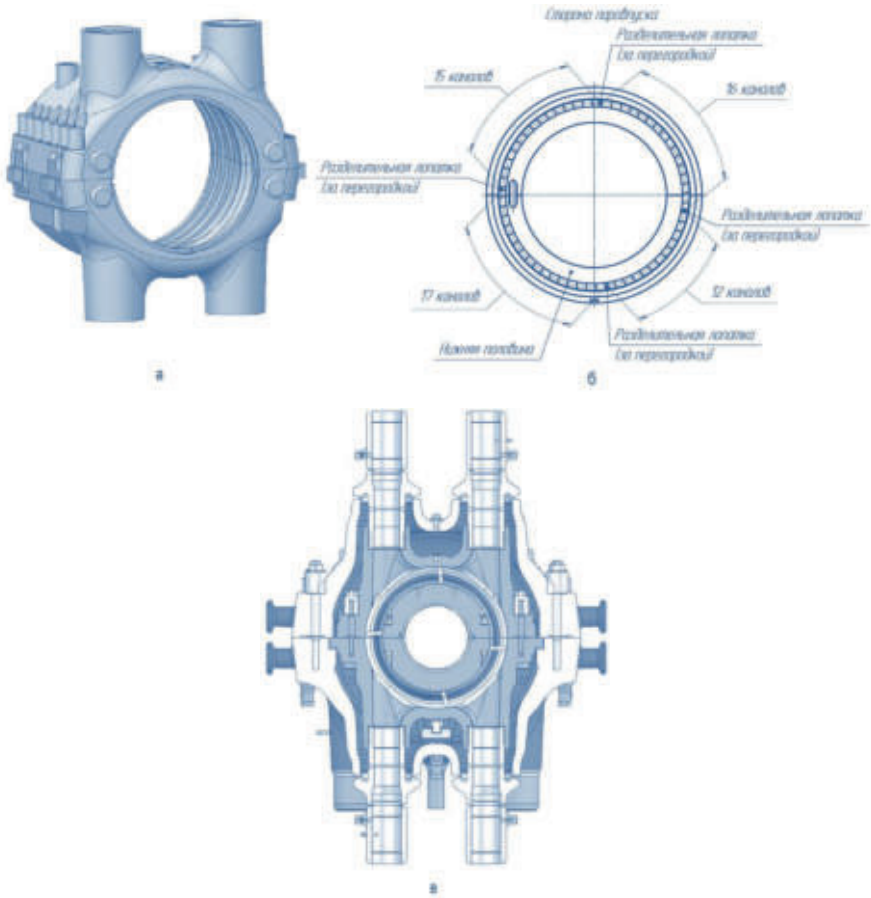


Рис. 8.12. Кольцевая камера паровпуска ЦВД турбины Т-125/150-12,8 с «квазидроссельным» парораспределением: а – твердотельная модель внутреннего корпуса ЦВД; б – схема установки разделительных направляющих лопаток и перегородок; в – поперечный разрез модели ЦВД по паровпуску

Далее пар поступает в ступени давления, имеющие постоянные корневые диаметры и рабочих, и направляющих лопаток. Первые четыре ступени образуют регулирующий отсек, параметры пара за которым в номинальном режиме – 8,6 МПа, 480 °С. Этим обеспечиваются надежность и долговечность наружного корпуса цилиндра при расчетных уровнях напряжений и температуры. Единственным местом с более высоким уровнем температуры металла остается горловина патрубка наружного корпуса в месте приварки к нему паровпускного патрубка, в котором снижение уровня напряжений достигается увеличением толщин соединяемых элементов. При необходимости возможна установка приварных паровых коробок (рис. 8.13) и соответствующая установка либо индивидуальных приводов, либо кулачкового распределительного устройства. Между кольцевой камерой паровпуска и межкорпусным пространством установлено уплотнение, вытекающий из которого пар большей частью, уходит в переднее уплотнение цилиндра, а меньшая часть обтекает внутренний корпус цилиндра по межкорпусному пространству, обогревая его снаружи, и поступает вновь в проточную часть перед 5-й ступенью. Таким образом, исключены наличие в ЦВД зоны торможения парового потока, местный перегрев и термоусталостное растрескивание стенки внутреннего корпуса цилиндра, что являлось характерным эксплуатационным недостатком серийных турбин семейства Т-100-130 безобойменной конструкции корпуса ЦВД с установленными в них сопловыми коробками.

Обогрев фланцев производится подачей греющего пара в обнизки во фланцах горизонтального разъема наружного корпуса цилиндра.

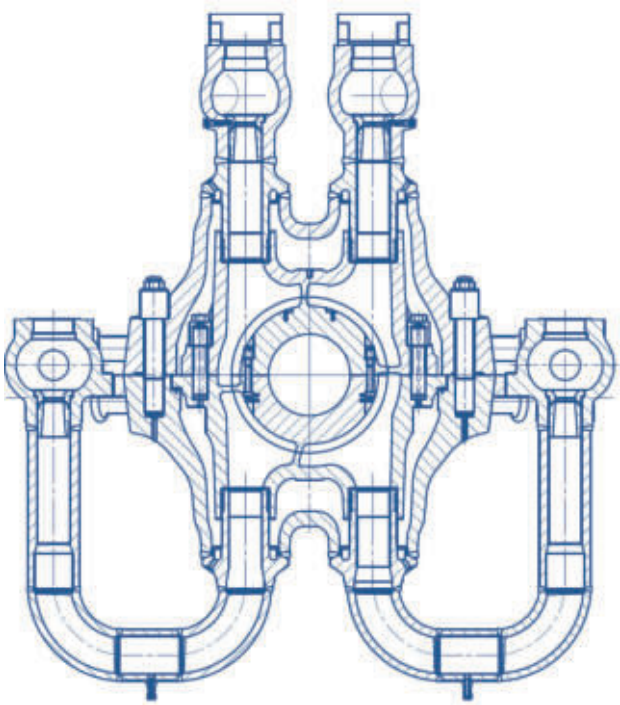


Рис. 8.13. Поперечный разрез ЦВД турбины Т-125/150-12,8 по паровпуску

Рабочие лопатки одиннадцати ступеней давления ЦВД выполнены с цельнофрезерованными бандажами, имеют Т-образные хвостовики. Диафрагмы регулирующего отсека установлены в расточках внутреннего корпуса цилиндра, диафрагмы 5-й…11-й ступеней установлены в обоймах, размещенных в расточках внешнего корпуса цилиндра. Диафрагмы 1-й…7-й ступеней – «венцовые», т. е. их направляющие каналы выполнены заодно с телом диафрагмы фрезерованием. Верхние бандажи – накладные, ободы – приварные. Диафрагмы 8-й…11-й ступеней – сварные, направляющие лопатки выполнены с цельнофрезерованными бандажами. В диафрагме 1-й ступени установлены четыре направляющие лопатки с удлиненными в сторону паровпуска хордами (рис. 8.14). Они установлены против радиальных перегородок кольцевой камеры с аксиальным зазором 0,3…0,5 мм, уменьшающим кольцевые перетечки пара между пароподводящими отсеками. Однако наличие таких зазоров, а также упомянутых выше зазоров в радиальных перегородках обеспечивает поступление достаточного количества пара для обеспечения кольцевой тепловой симметрии паровпуска, несущественно влияя на уменьшение экономичности первой ступени.

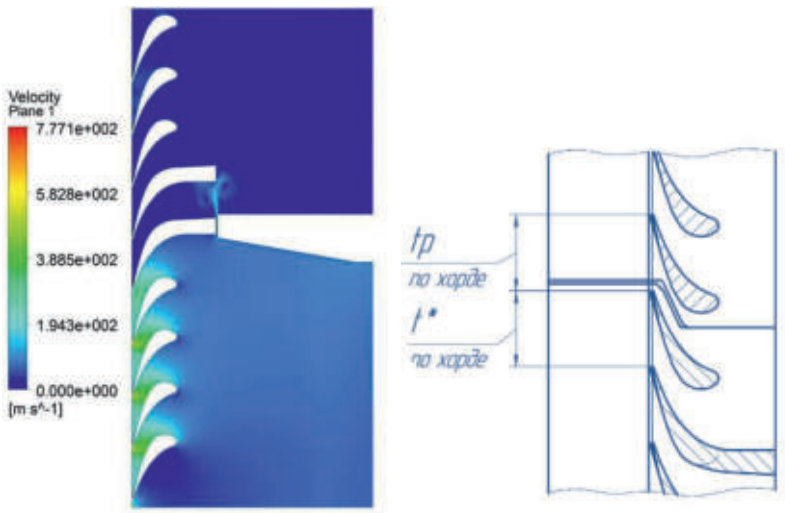


Рис. 8.14. Разделительные направляющие лопатки с удлиненными хордами в «квазидроссельном» парораспределении: а – поле скоростей течения пара; б – разделительная направляющая лопатка 1-й ступени среди штатных (развертка)

Надбандажные уплотнения четырех ступеней регулирующего отсека выполнены осерадиальными, на остальных ступенях – сотовыми. Все диафрагменные и все концевые уплотнения – сотовые. Узлы переднего и заднего концевых уплотнений – обычной широко применяемой конструкции. Однако конструкция коробок уплотнений позволяет осмотреть и заменить уплотнительные кольца при текущем или среднем ремонтах.

Отказ от регулирующей ступени повышенного диаметра, фрезерованные каналы диафрагм, рабочие лопатки с цельнофрезерованными бандажами и примененные уплотнения позволили обеспечить относительный внутренний КПД проточной части ВД выше 0,875.

По четырем перепускным трубам пар из ЦВД направляется в паровпуск ЦСД (рис. 8.15).

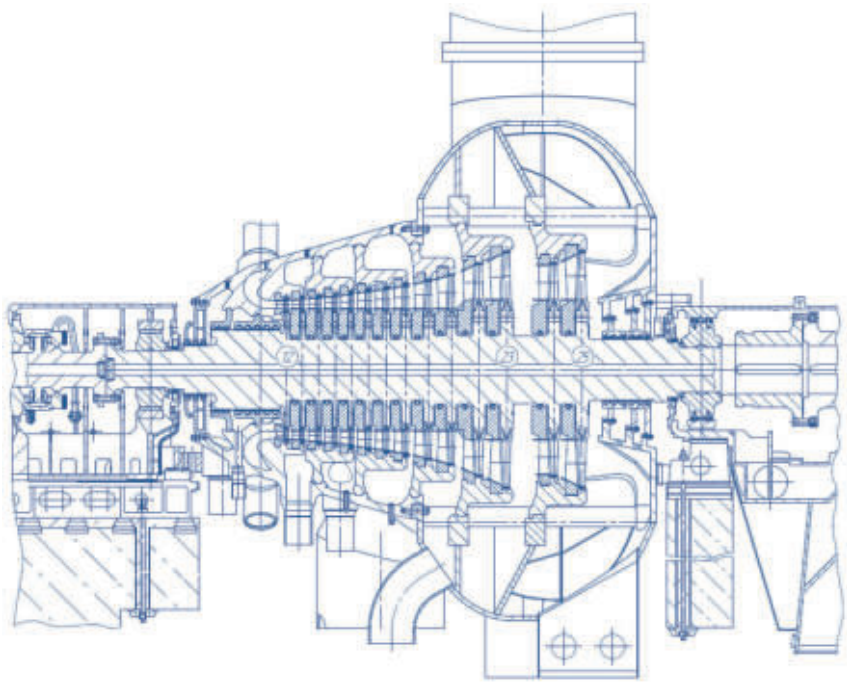


Рис. 8.15. Продольный разрез ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Корпус ЦСД – комбинированный: паровпускная часть – литая из стали 20ГСЛ, выхлопная часть – сварная из стали Ст3сп. Аэродинамические очертания внутреннего пространства паровпускной камеры выбраны с учетом результатов численного математического моделирования движения парового потока. Аксиальный размер литой паровпускной части цилиндра уменьшен по сравнению с аналогичной частью турбины Т-100-130 для улучшения технологичности литой заготовки. Этой же цели способствует формирование конфигурации заготовки, обеспечивающей направленное затвердевание заливаемого металла. Выхлопная часть корпуса цилиндра выполнена с применением штампованных эллиптических днищ, что снизило напряжения в стенках корпуса цилиндра от внутреннего давления без применения наружного оребрения. Во внутренней полости цилиндра установлены пять обойм, в которых размещены диафрагмы 12-й...25-й ступеней. Из межобойменных полостей и из пространства за 25-й ступенью организованы регенеративные и теплофикационные отборы. Диафрагмы всех ступеней – сварные, направляющие лопатки 12-й...19-й ступеней – с цельнофрезерованными бандажами, выполнены из поковок, а направляющие лопатки 20-й...25-й ступеней – точнолитые с бандажными полками. Такие конструктивные и технологические решения обеспечивают максимальное соответствие фактического исполнения проточной части направляющих аппаратов номинальным чертежным значениям размеров. Рабочая часть направляющих лопаток – переменного профиля. Обоймы цилиндра – литые.

Ротор СД – цельнокованый из стали 26ХН3М2ФА для противодействия коррозионно-усталостному растрескиванию под напряжением в зоне фазового перехода (18-я…23-я ступени). Ободы дисков этих ступеней обрабатываются с минимальной шероховатостью – не более *Ra* 1,6. Рабочие лопатки 12-й…19-й ступеней имеют Т-образные хвостовики, а 19-й…25-й ступеней – елочные, чем обеспечена собираемость ротора. Профили рабочей части лопаток – переменные. Лопатки 12-й…23-й ступеней имеют цельнофрезерованные бандажи, рабочие лопатки 24-й и 25-й ступеней бандажей не имеют. Рабочие профильные поверхности лопаток в зоне фазового перехода защищены от коррозии. Надбандажные уплотнения 12-й…23-й ступеней – осерадиальные и радиальные, диафрагменные и концевые уплотнения – сотовые. Конструкция концевых уплотнений – традиционная, с обоймами под установку уплотнительных колец. Обеспечена возможность контроля и замены не менее трети уплотнительных колец переднего уплотнения без снятия верхней половины цилиндра.

Двумя перепускными трубами диаметром 1500 мм (ресиверами) пар направляется в цилиндр низкого давления. Тепловые расширения ресиверов обеспечиваются линейной схемой компенсации. Пленочная влага со стенок ресиверов удаляется через дренажи в нижних точках компенсаторов, влага из ядра потока – через полые поворотные лопатки. ЦНД состоит из средней части, унифицированной с традиционной конструкцией турбин Т-100-130, и двух выхлопных патрубков, выполненных с применением штампованных эллиптических днищ, укрепленных со стороны внутренней полости аэродинамическим оребрением и системой распорных труб. Математическим моделированием подтверждена достаточная жесткость и прочность выполненной конструкции. Коэффициент полных потерь новой конструкции выхлопных патрубков снижен по сравнению с базовой конструкцией турбины Т-100-130 примерно на 30 %. Проточная часть ЦНД – двухпоточная, симметрично расходящаяся в сторону регулятора и в сторону генератора («бабочка»). В каждом потоке – по две ступени давления, первая из которых – с регулирующей диафрагмой ЧНД. Диафрагма регулирующей ступени ЧНД – поворотная, плотная, сварная, с литыми направляющими лопатками, имеющими бандажные полки. Этим обеспечена более простая собираемость диафрагмы под сварку, более точное исполнение геометрии выходных сечений. Трение между поворотным кольцом и собственно диафрагмой уменьшено антифрикционным покрытием контактной поверхностью поворотного кольца. Диафрагмы последних ступеней – сварные с установленными влагоулавливающими кольцами. Рабочие лопатки ЦНД унифицированы с аналогичными лопатками турбины Т-100-130. Надбандажные уплотнения отсутствуют. Диафрагмы размещены в литых обоймах. Диафрагменные уплотнения – лабиринтовые, концевые уплотнения – сотовые. Все концевые уплотнения турбины уплотнены паром от коллектора уплотнений, предусмотрена подача греющего пара в переднее концевое уплотнение ЦВД. Опорные вкладыши валопровода турбины в основном унифицированные, но опорная поверхность переднего вкладыша РВД и опорно-упорного вкладыша уменьшена на 10 % по сравнению с базовой конструкцией, чтобы уменьшить «масляную» составляющую сил, вызывающих низкочастотную вибрацию.

8.4. Семейство одноцилиндровых паровых турбин с осевым выхлопным патрубком: Кп-77-6,8; К-85-8,0; Кп-50-6,8

Паровая турбина Кп-77-6,8 – первая в истории советского и российского турбиностроения энергетическая паровая турбина с осевым выхлопным патрубком. Паровые турбины с осевым выхлопным патрубком применяются для работы с воздушно-конденсационной установкой в условиях отсутствия источников охлаждающей воды, либо для работы с водяным конденсатором бесподвальной компоновки.

Турбина представляет из себя одноцилиндровый агрегат двухкорпусной конструкции с петлевой схемой движения пара (рис. 8.16). Турбина может быть применена в проектах с предполагаемой номинальной электрической мощностью от 50 до 100 МВт со следующими параметрами свежего пара: давлением от 6 МПа до 10 МПа, температурой от 400 °С до 550 °С. Турбина может работать как в паросиловом цикле, так и в парогазовом. Принципиальная тепловая схема представлена на рис. 8.17.

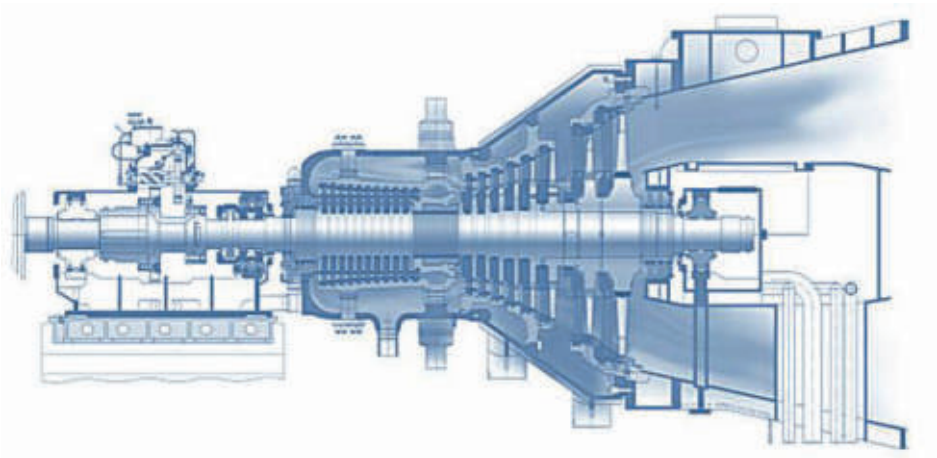


Рис. 8.16. Продольный разрез турбины Кп-7,7-6,8

В табл. 8.4. представлены основные характеристики паровой турбины Кп-77-6,8.

Таблица 8.4

Характеристики паровой турбины Кп-77-6,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	73/77
2	Начальное давление пара	МПа	6,8
3	Начальная температура пара	°С	428
4	Расход свежего пара	т/ч	284
5	Давление пара в производственном отборе	МПа	0,9
6	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	660
7	Давление на выхлопе турбины	кПа	8,5

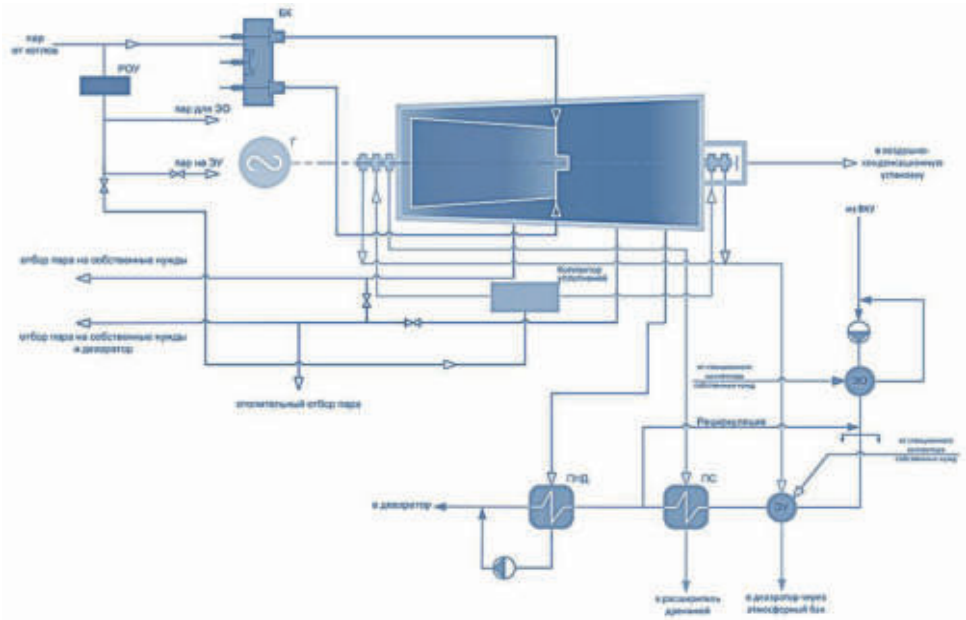


Рис. 8.17. Принципиальная тепловая схема Кп-7,7-6,8

Турбина Кп-77-6,8 стала базовой для линейки одноцилиндровых турбин и спроектирована для работы в составе оборудования мусоросжигательного завода. На сегодня в этой линейке турбин выпущена также турбина К-85-8,0 для работы в парогазовом блоке с двухконтурным подводом пара и разрабатывается проект турбины Кп-50-6,8.

Цилиндр турбины конструктивно может быть выполнен из двух (паровыпускной, выхлопной) или из трех (паровпускной, средней, выхлопной) частей в зависимости от начального давления и длины проточной части. Основные технические решения по проточной части описаны в [50, 51].

Паровпускная часть представляет собой двухкорпусную конструкцию с наружным и внутренним корпусами. Внутренний корпус подвешивается в наружном на четырех лапах и фиксируется продольными и вертикальными шпонками, такая система опирания обеспечивает сохранение центровки внутреннего корпуса при его различных тепловых состояниях.

Вся проточная часть высокого давления размещена во внутреннем корпусе, подвод пара к внутреннему корпусу выполняется через узлы паровпуска, конструкция которых обеспечивает свободные тепловые расширения внутреннего корпуса относительно наружного. Поток пара, пройдя проточную часть высокого давления, разворачивается на 180°, и, через пространство между внутренним и наружным корпусами, проходит к проточной части низкого давления, размещенной в обоймах наружного корпуса. Применение двухкорпусной конструкции позволяет реализовать разнонаправленное движение пара в проточной части паровой турбины и тем самым обеспечить компенсацию осевых усилий от ротора на опорно-упорный подшипник во всем диапазоне режимов эксплуатации.

Опирание цилиндра паровой турбины выполняется с одной стороны на фундаментные рамы, расположенные по бокам выхлопной части, а с другой стороны выполняется лапами на выносные стойки переднего подшипника. Фикс-пункт цилиндра задается пересечениями плоскостей продольных и поперечных шпонок и располагается в зоне выхлопного патрубка вблизи оси вкладыша заднего подшипника. Тепловые перемещения на блок переднего подшипника передаются через сцепное устройство типа «тяни-толкай», которое заменяет поперечные и вертикальную шпонки цилиндра. За счет своей конструкции и расположения вблизи поверхности опоры блока переднего подшипника, при передаче тепловых перемещений на блок переднего подшипника исключается появление сил, действующих на его опрокидывание, уменьшается закрутка ригеля переднего подшипника. Также конструкция оказывается нечувствительной к неравномерным тепловым расширениям лап, что исключает боковые и поворачивающие усилия на корпусе переднего подшипника.

Выхлопной патрубок турбины спроектирован однокорпусным, с осевым выходом пара. Самой сложной задачей при проектировании новой конструкции стала компоновка встроенного корпуса подшипника и обеспечение доступа к нему во время текущих и средних ремонтов без необходимости вскрытия цилиндра турбины, а также обеспечение динамической жесткости системы подвешивания подшипника.

Встроенные картера подшипников радиальных выхлопных патрубков (традиционных для конструкций УТЗ) опираются частично на фундаментную раму напрямую, а частично на систему жесткости выхлопного патрубка, представляющую собой центральное ребро (или несколько ребер) и трехмерную систему стяжек. Для осевого выхлопного патрубка картер подшипника полностью располагается внутри цилиндра и обтекается потоком пара со всех сторон, поэтому его прямое опирание на фундамент оказывается трудновыполнимым, и от этого решения пришлось отказаться. Картер подшипника в новой конструкции подвешивается через систему стяжек в нижней половине цилиндра; стяжки расположены в плоскостях разъема и под углом к нему. Под картером подшипника выполнена технологическая шахта, которая одновременно является и его опорой, и служит для размещения маслопроводов и паропроводов, а также имеет кабельную шахту.

Сам картер подшипника выполнен двухкорпусным. Масляная система и вкладыш ротора закрыты во внутреннем корпусе (корпусе подшипника), а паровые концевые уплотнения размещены в наружном корпусе. Межкорпусное пространство сообщается с атмосферой через технологическую шахту. Такое разделение необходимо для обеспечения нормальной работы концевых уплотнений, для предотвращения обводнения масла, а также для предотвращения попадания масла в паровой поток.

Для оперативного доступа к картеру подшипника в крышке цилиндра выполнен лаз-люк, габариты которого достаточны, чтобы выполнить демонтаж крышек подшипника и осуществлять обслуживание картера подшипника краном.

8.5. Паровая турбина ПТ-150/160-12,8

Турбина ПТ-150/160-12,8 (рис. 8.18) разработана для замены турбин типа К-150-130 (а также модификации К-160-130) ХТГЗ при реконструкции существующих энергоблоков и возможного использования при новом строительстве.

Турбина представляет собой двухцилиндровый агрегат с совмещенным цилиндром высокого и среднего давления (ЦВСД) и двухпоточным цилиндром низкого давления (ЦНД).

Потенциально разработанная турбина может обеспечить электрическую мощность до 195 МВт без внесения существенных конструктивных изменений. При этом вновь разработанные турбины устанавливаются на существующий фундамент без каких-либо его изменений, дополнительное оборудование установки для подогрева сетевой воды и увеличенное количество трубопроводов по отношению к базовой турбине компактно размещены в ячейке турбоустановки при обеспечении всех современных норм обслуживания оборудования.

В табл. 8.5. представлены основные характеристики семейства паровых турбин ПТ-150/160-12,8.

Таблица 8.5

Характеристики паровой турбины ПТ-150/160-12,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	150/160
2	Начальное давление пара	МПа	12,8
3	Начальная температура пара	°С	560/555
4	Расход свежего пара	т/ч	500/455
5	Температура промежуточного перегрева	°С	555
6	Расход пара в производственный отбор	т/ч	0-90
7	Давление пара в верхнем отопительном отборе	МПа	0,059-0,245
8	Давление пара в нижнем отопительном отборе	МПа	0,049-0,147
9	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	940
10	Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	12
11	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	17000-21000

Для турбины ПТ-150/160-12,8 при проектировании нового ЦВСД принято решение развернуть потоки ВД и СД, и подводы свежего пара и пара промежуточного перегрева организовать в середине ЦВСД в единой «горячей зоне» цилиндра – такое решение позволило исключить систему охлаждения цилиндра и обеспечить плавное уменьшение температуры вдоль оси корпуса. Разное направление течения пара в проточных частях ВД и СД позволило обеспечить компенсацию осевых усилий от ротора на опорно-упорный подшипник во всем диапазоне режимов эксплуатации.

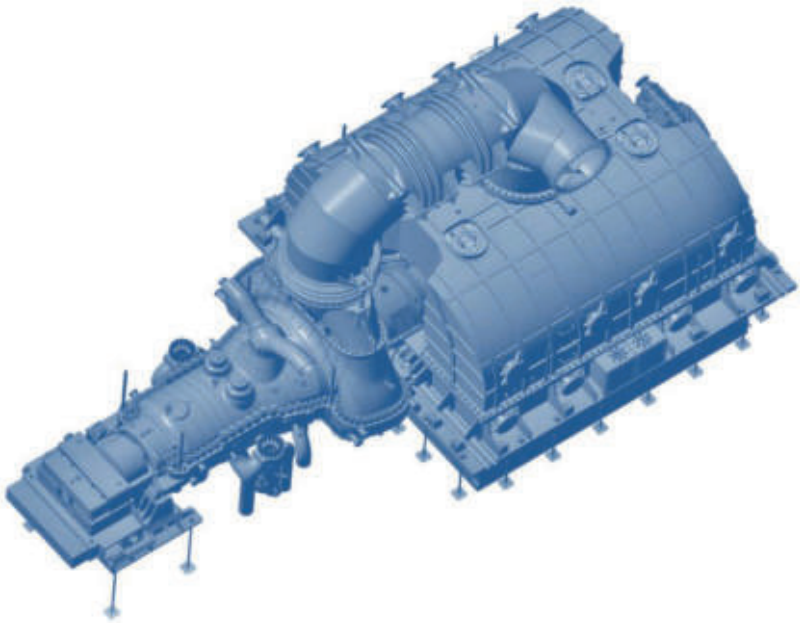


Рис. 8.18. Турбина паровая ПТ-150/160-12,8

Проточная часть ЦВСД турбины ПТ-150/160-12,8 имеет большее число ступеней по сравнению с заменяемой: часть высокого давления содержит 11 ступеней давления, без выраженной регулирующей ступени; в части среднего давления – 10 ступеней. При проектировании ЦВСД отрабатывались различные варианты его конструкции, в том числе рассматривались варианты, предлагаемые другими заводами-изготовителями паровых турбин.

По итогу совмещенный ЦВСД выполнен обойменным, с внутренним корпусом в части высокого давления, в котором размещены только первые две ступени турбины. Такое решение позволило обеспечить оптимальное температурное состояние цилиндра, простоту его конструкции, минимизировать массу и габариты цилиндра.

Тепловая схема турбоустановки предполагает работу турбины с полной системой регенерации, обеспечивающей оптимальный подогрев питательной воды и состоящей из трех подогревателей низкого давления, отбора на деаэратор и трех подогревателей высокого давления. Все отборы пара в систему регенерации, кроме отбора пара на ПНД-1, выполняются из проточной части ЦВСД, что послужило основной причиной выбора обойменной конструкции цилиндра. Обоймы в проточной части позволяют легко организовать необходимые камеры отборов в систему регенерации.

ЦВСД сварнолитой, конструктивно выполнен из четырех частей: верхняя и нижняя половины цилиндра каждая выполнены из двух частей, паровпускной и выхлопной. Паровпускная часть цилиндра выполнена геометрически простыми формами, компактной и с максимальным приближением внутреннего контура к проточной части для снижения нагрузок в стенках и во фланцах. Выхлопная часть

представляет собой объемную камеру улиточной формы с отводящим патрубком в верхней половине. По условиям компоновки, пароотводящий патрубок выполнен овальным, плавно переходящим в круглое сечение трубы.

Для турбины разработана новая конструкция ЦНД, который, будучи выполненным в ограниченных габаритах заменяемого цилиндра, выполнен более эффективным, позволил разместить в себе проточную часть с более высокой лопаткой последней ступени одновременно с организацией нижнего теплофикационного отбора, что предполагает установку регулирующих диафрагм в каждом потоке и выполнения габаритных камер отбора пара.

Кроме габаритов цилиндра, значительным ограничением при проектировании нового ЦНД стали ограничения по массе, обычно не свойственные паротурбостроению. Следует отметить, что из-за большей высоты рабочей лопатки последней ступени и из-за необходимости организации теплофикационного отбора, проточная часть ЦНД получилась почти на 10 тонн тяжелее своего конденсационного аналога. Для сохранения нагрузок от турбины на верхнее строение фундамента неизменными, уделено значительное внимание выполнению ЦНД как можно более легким при сохранении всех критериев прочности и жесткости конструкции.

ЦНД выполнен двухкорпусным, во внутреннем корпусе размещена двухпоточная проточная часть, а наружный цилиндр образует единый для двух потоков выхлопной патрубок для соединения с одним конденсатором. Пар, пройдя проточные части левого и правого потоков, разворачивается и поступает в конденсатор типа К-9500, который крепится к выхлопному патрубку турбины сваркой. Проточная часть турбины, размещенная во внутреннем корпусе, размещает в себе по пять ступеней в каждом потоке, где первые две ступени каждого потока представляют собой промежуточный отсек (отсек между верхним и нижним теплофикационными отборами), а третья ступень каждого потока выполнена регулирующей с установкой диафрагмы с поворотным кольцом. Общий вид ЦНД показан на рис. 8.19.

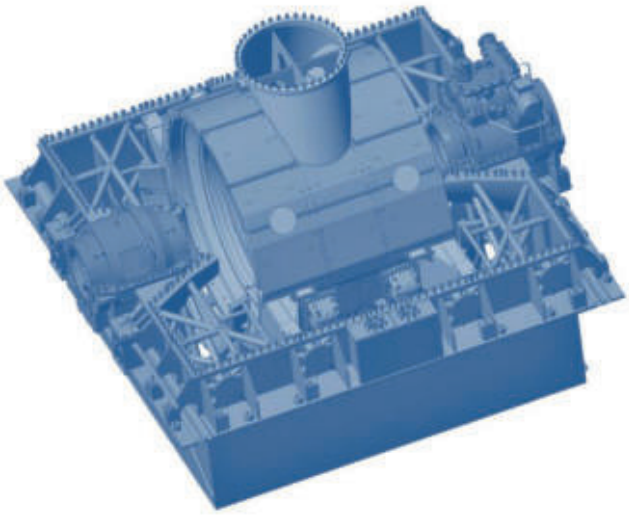


Рис. 8.19. Общий вид ЦНД (крышка наружного цилиндра не показана)

В ЦНД, с учетом стесненных габаритов фундамента, для согласования площади выхлопного патрубка и ометаемой площади лопаток последних ступеней, наружный корпус цилиндра выполнен с единым выхлопом. Такое решение позволило задействовать для транзита пара в конденсатор объемы средней части цилиндра, которые ранее традиционно не использовались, что привело к снижению скоростей пара во всех сечениях и, соответственно, к снижению потерь давления, а также снизило неравномерность потока в тангенциальном направлении. Дополнительно к этому, для снижения скоростей течения пара, наружный цилиндр, сохраняя свою установку в проем фундамента, выполнен более высоким по сравнению с цилиндром К-160 и с большим внутренним объемом верхней половины из-за применения плоских вертикальных стенок вместо цилиндрических обечаек. Похожие решения применены ранее при проектировании выхлопных патрубков для турбин серии Т-250.

Большие размеры выхлопных патрубков определяют значительные нагрузки конструкции от внешнего атмосферного давления, однако деформации цилиндра от них должны быть ограниченными. Благодаря рациональному размещению элементов жесткости, удалось обеспечить деформации конструкции от эксплуатационных и монтажных нагрузок на уровне серийных выхлопных патрубков УТЗ, при значительном снижении ее массы и металлоемкости. При этом уровни напряжений в конструкции также остались в допустимых пределах: среднее по объему значение напряжений не превышает 12 МПа, а максимальные местные значения в элементах конструкций напряжений не превышают 140 МПа, что обеспечивает надежность конструкции и заданный ресурс.

Проточная часть ЦНД полностью закрыта во внутреннем цилиндре. Пар к внутреннему цилиндру подается через профилированный входной патрубок, который соединяется с наружным цилиндром через сильфонный компенсатор, допускающим сдвиговые и осевые деформации при тепловом расширении внутреннего цилиндра относительно наружного.

Внутренний корпус закрывает в себе наиболее горячие участки проточной части, и отдельные его элементы имеют температуру, близкую к температуре пара, подаваемого в ЦНД. При этом наружная стенка внутреннего цилиндра обтекается холодным паром, выходящим из последней ступени.

В турбине организовано два отбора на теплофикацию. Верхний отбор выполнен с выхлопа ЦВСД, при этом, из-за стесненности компоновки, трубопровод в подогреватель выведен из перепускной трубы между ЦВСД и ЦНД. В конструкции ЦВСД при этом имеется задел для традиционного отбора пара с выхлопа через два трубопровода в нижней половине цилиндра для нового строительства энергоблоков с данной турбиной. Нижний теплофикационный отбор выполнен из внутреннего цилиндра ЦНД, что определило конфигурацию самого внутреннего цилиндра: он выполнен значительных габаритов, по высоте последней ступени, и внутри имеет дополнительные обоймы, вваренные в наружную обечайку, в которые устанавливаются диафрагмы. Между наружной обечайкой и внутренним корпусом образуется единая на оба потока камера, через которую и осуществляется отбор пара на первый подогреватель низкого давления системы регенерации и на подогрев сетевой воды в ПСГ. Отбор пара из камеры выполняется двумя патрубками вниз, которые проходят сквозь переходной патрубок конденсатора.

Чтобы обеспечить плотность внутренних корпусов цилиндра и не допустить перетечек пара между ступенями по горизонтальному разъему, разъемы внутренних корпусов стянуты крепежом, который размещается на фланцах внутри цилиндра. Для доступа к ним в верхней половине цилиндра организованы окна, плотно закрываемые крышками.

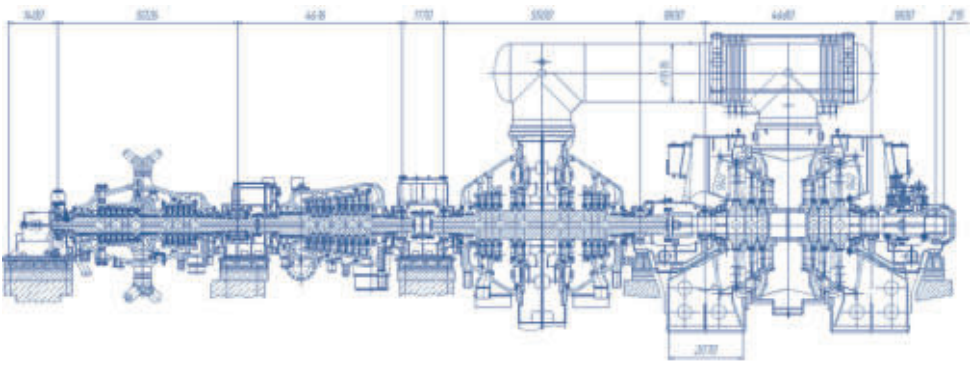
Выбранный диапазон давления в отборах позволяет обеспечивать подогрев сетевой воды до 120 °С, а наличие дополнительного отбора на станционный коллектор, от которого питаются пиковые бойлера и до 150 °С.

Турбина ПТ-150/160-12,8 имеет дроссельное парораспределение. Свежий пар подается к отдельно стоящему стопорному клапану, оттуда пар поступает к двум регулирующим клапанам ВД, расположенным в паровых коробках, приваренных к ЦВСД. Пар промперегрева поступает двумя нитками к двум отдельно стоящим блокам стопорно-регулирующих клапанов, и затем по четырем паропроводам поступает к паровпуску ЧСД через два патрубка, расположенных в верхней и в нижней половинах цилиндра. Пройдя проточную часть ЧСД, пар направляется в ЦНД по одной перепускной трубе диаметром 1600 мм.

С турбиной поставляется новый конденсатор поверхностного типа К-9500 с площадью поверхности теплообмена 9500 м². Конденсатор также был разработан с учетом сохранения существующего фундамента и возможности заведения оборудования без значительных демонтажных работ. Выбранная площадь теплообмена позволяет обеспечить глубокий вакуум на конденсационных режимах, при этом на теплофикационных режимах расход охлаждающей воды, проходящей через конденсатор, может быть снижен вдвое с 21 000 м³/ч до 125 00 м³/ч с соответствующим снижением затрат собственных нужд станции.

8.6. Паровая турбина Т-295/335-23,5

Турбина Т-295/335-23,5 (рис. 8.20) предназначена для замены турбин Т-250/300-240, отработавших на ТЭЦ от 35 до 60 лет. Параметры свежего пара заменяющих турбин – 23,5 МПа, 565 °С; температура пара промежуточного перегрева пара – 565 °С. Техническим заданием предусмотрено обеспечение ресурса высокотемпературных узлов турбины не менее 250 тыс. ч.



а



б

Рис. 8.20. Турбина Т-295/335-23,5: а – продольный разрез турбины; б – сборка головного образца турбины на стенде завода

В таблице 8.5. представлены основные характеристики паровой турбины Т-295-335-23,5.

Таблица 8.5

Характеристики паровой турбины Т-295/335-23,5

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	295/335
2	Начальное давление пара	МПа	23,5
3	Начальная температура пара	°С	565
4	Расход свежего пара	т/ч	1011/985
5	Температура промежуточного перегрева пара	°С	565
6	Давление пара в верхнем отопительном отборе	МПа	0,06-0,20
7	Давление пара в нижнем отопительном отборе	МПа	0,05-0,15
8	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	940
9	Температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы	°С	20
10	Расход охлаждающей воды через конденсаторы	м³/ч	28000

Для обеспечения установки на существующий фундамент турбина вновь выполнена четырехцилиндровой и имеет двухкорпусный ЦВД, два цилиндра среднего давления (ЦСД-1 и ЦСД-2) и ЦНД с двумя выхлопами, каждый из которых

присоединен к конденсатору К-7000, входящему в конденсаторную группу КГ-14000.

Свежий пар движется в турбину через два отдельно стоящих блока стопорно-регулирующих клапанов, каждый из которых состоит из стопорного клапана и двух регулирующих клапанов, далее – по петлевой схеме через внутренний и наружный корпуса ЦВД, затем последовательно через однопоточный ЦСД-1, затем по восьми трубопроводам, расположенным симметрично по четыре снизу и сверху, проходит двухпоточный ЦСД-2 и двухпоточный однокорпусный ЦНД. Парораспределение ВД – сопловое, выполнено в виде четырех сегментов сопел, размещенных в четырех сопловых коробках, вваренных в паровпускные патрубки внутреннего корпуса ЦВД.

Проточная часть ЦВД выполнена без регулирующей ступени (рис. 8.21), поэтому непосредственно во внутреннем корпусе установлены семь ступеней давления и еще шесть ступеней давления – в обоймах наружного корпуса. Исключение регулирующей ступени позволило повысить относительный внутренний КПД проточной части ВД, но при этом в камере паровпуска ВД повысилась температура пара (по сравнению с температурой пара в камере регулирующей ступени турбины Т-250-240), увеличилось давление пара на выхлопе ЦВД до 4,2 МПа, и соответственно давление пара после промежуточного перегрева поднялось до 3,8 МПа.

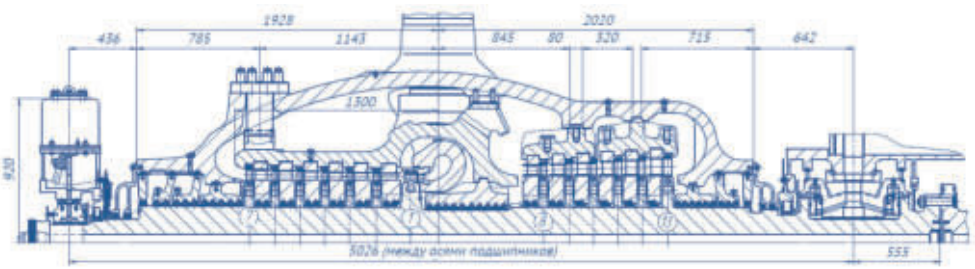


Рис. 8.21. Проточная часть ЦВД турбины Т-295/335-23,5

ЦСД-1 – однопоточный однокорпусный с четырьмя обоймами. В нем размещены десять ступеней давления. Направляющий аппарат первой ступени и диафрагма второй ступени ЦСД-1 установлены в расточках обоймы, приваренной к корпусу цилиндра, остальные диафрагмы установлены в обоймах. Цилиндр опирается передними и задними лапами на корпуса соответствующих корпусов подшипников. ЦСД-2 состоит из двух литых паровпускных частей и сварной средней части корпуса. Паровпускные части расположены симметрично относительно средней части и соединяются с ней вертикальными фланцами. Из верхней половины средней части осуществляется перепуск пара в ЦНД. Лапами паровпускных частей ЦСД-2 опирается на корпус подшипника (со стороны регулятора) и на опорные площадки на выхлопной части (со стороны генератора). Для уменьшения прогиба средняя часть опирается боковыми лапами на фундаментные рамы.

ЦНД – однокорпусный двухпоточный, в каждом потоке установлены по три ступени, в том числе первая – регулирующая. ЦНД включает в себя сварную

одностенную среднюю часть и два выхлопных патрубка, соединенные со средней частью вертикальными фланцевыми соединениями. В каждом потоке ЦНД – литые обоймы, в расточках которых установлены диафрагмы. Выхлопные части опираются на фундаментные рамы со стороны подшипников и по боковым сторонам. На боковых опорах со стороны регулятора расположен фикс-пункт турбины. От него турбина расширяется в сторону переднего подшипника, перемещая при этом корпуса подшипников по фундаментным рамам, а также частично – в сторону генератора.

Прочностные расчеты показали необходимость применения для отливки внутреннего корпуса ЦВД и ЦСД-1 стали класса ZG1Cr марки ZG1Cr10MoNiVNbN (аналог 20Х12ВНМФЛ ГОСТ 977), что на базе принятых конструктивных решений обеспечивает ресурс по жаропрочности не менее 250 тыс. ч.

Корпусы блоков клапанов ВД выполнены сварно-коваными из стали 20Х12ВНМФ, корпусы блоков клапанов СД-1 – сварно-литыми из стали 20Х12ВНМФЛ.

Валопровод турбины Т-295/335-23,5 состоит из четырех гибких роторов, в том числе из цельнокованых роторов ВД, СД-1 и СД-2, соединенных полугибкой муфтой, и ротора НД с насадными дисками. Валопровод опирается на шесть опорных подшипников и один опорно-упорный подшипник, размещенные в трех отдельных корпусах и двух картерах, встроенных в выхлопные части. При этом РВД и РСД-1 опираются на три подшипника, один из которых – опорно-упорный, на который непосредственно опирается РВД. Расточки опорных подшипников – лимонные. Удельное давление на опорную часть находится в диапазоне 1,0…1,4 МПа, что обеспечивает надежность эксплуатации и устойчивость против масляной вибрации.

Роторы ВД и СД-1 – цельнокованые из стали 12Х10В1М1ФБА по техническим условиям, согласованным с изготовителем поковки ООО «ОМЗ Спецсталь». Ротор СД-2 – цельнокованый из стали Р2МА, ротор НД – с насадными дисками, вал которого – из стали Р2МА. Опорные шейки роторов ВД и СД-1 наплавлены металлом, сходным по составу и механическим свойствам со сталью Р2МА, чтобы не изменить отработанное на сотнях турбин разных типов взаимодействие пары металлов – Р2МА и баббита. Толщина наплавки составляет 6 мм.

Сварные диафрагмы ступеней внутреннего корпуса ЦВД являются «венцовыми» и изготавливаются следующим образом: их направляющие каналы фрезеруются из одной заготовки с телом до заданного корневого диаметра канала. Наружный диаметр канала образован накладным бандажом, в который вварены направляющие лопатки. Направляющие аппараты диафрагм наружного цилиндра и диафрагмы ЦСД-1 образованы направляющими лопатками с цельнофрезерованными бандажами. Диафрагмы ЦСД-2 – сварные с приварными бандажами. Диафрагмы ЦНД – чугунные с залитыми лопатками.

Рабочие и направляющие лопатки имеют профили, оптимизированные по результатам численного математического моделирования и расчетов на виброустойчивость.

Надбандажные уплотнения внутреннего корпуса ЦВД – осерадиальные, наружного корпуса ЦВД и ЦСД-1 – сотовые, ЦСД-2 – радиальные, лопатки ЦНД не

имеют бандажей и, соответственно, не имеют надбандажных уплотнений. Диафрагменные уплотнения, а также промежуточные (между внутренним и наружным корпусами цилиндра ВД) и концевые уплотнения всех цилиндров – сотовые. Диафрагменные уплотнения ЦНД – лабиринтовые.

Для исключения эрозионного износа направляющих и рабочих лопаток первых ступеней ЦСД-1 увеличены аксиальный размер и сечение камеры паровпуска ЦСД-1. Механической обработкой обеспечено аксиальное направление парового потока на входе в 14-ю ступень (первую ступень ЦСД-1). При этом надбандажные уплотнения рабочих лопаток 14-й и 15-й ступеней размещены на козырьках, приваренных к паровпуской стороне диафрагм последующих ступеней.

Наружный корпус ЦВД и узлы паровпуска ЦВД выполнены из стали 15Х1М1ФЛ. Литые корпуса ЦСД-2 – из стали 25Л, средняя часть корпуса ЦСД-2 и корпусы ЦНД – сварные из углеродистой стали.

На крышках отдельно стоящих корпусов подшипников и на задних стенках выхлопных патрубков ЦНД установлены бачки аварийного маслоснабжения. В корпусах подшипников и картерах размещены трубопроводы, арматура и КИПиА системы гидроподъема ротора. Маслоотражательные кольца закреплены на корпусах подшипников фланцами, масляные уплотнения включают в себя маслосбросные канавки на роторах и маслоприемные камеры в корпусах масляных уплотнений. Дополнительно уплотнены масляные сливы из вкладышей подшипников.

Свободное тепловое перемещение корпусов подшипников обеспечивается скольжением закаленных стальных пластин, закрепленных на опорных поверхностях корпусов, по поверхности фундаментных рам, выполненных из высокопрочного чугуна повышенной твердости. Дополнительно корпус переднего подшипника защищается от опрокидывания сцепным устройством, передающим перемещающие усилия от цилиндра к корпусу подшипника практически в плоскости его опорной поверхности.

8.7. Приключенные паровые турбины

8.7.1. Паровая турбина К-17-0,16

Турбина К-17-0,16 предназначена для питания отработавшим паром турбин типа ПР или отопительного коллектора.

Турбина К-17-0,16 одноцилиндровая. Корпус цилиндра сварной. Проточная часть состоит из регулирующей ступени и двух ступеней давления. Регулирующая ступень унифицирована с регулирующей 21 ступенью верхнего отопительного отбора турбины ПТ-140/165-130/15-3, первая ступень давления – с 28 ступенью турбины Т-250/300-240, вторая ступень давления – с 25 (последней ступенью) турбины Тп-115/125-130. От этой же турбины применены выхлоп и конденсатор.

Регулирующая ступень снабжена стопорной и регулирующей диафрагмами, управляемыми собственными сервомоторами, расположенными по обе стороны турбины. При эксплуатации стопорная диафрагма полностью открыта. Она закрывается только при сбросе электрической нагрузки. Регулирующая диафрагма контролирует расход пара и, соответственно, мощность турбины; при сбросе электрической нагрузки она также полностью закрывается.

В турбине применена система независимого теплового перемещения корпуса

переднего подшипника и цилиндра путем введения двух фикс-пунктов.

В турбине применена схема самоуплотнения концевых уплотнений: на режимах пуска в предпоследнюю камеру осуществляется подвод пара из коллектора уплотнений (КУ), питаемого сухим насыщенным паром из деаэратора давлением 0,59 МПа, с набором нагрузок пар из этой камеры переднего уплотнения поступает в КУ. Резервируется КУ подводом пара из коллектора собственных нужд. Важным техническим решением схемы является установка ПНД, питаемого паром из отопительного коллектора, благодаря чему осуществляется нагрев конденсата, поступающего из конденсатора, и предотвращается перегрузка последнего по ходу пара ПНД турбины типа ПР.

Продольный разрез паровой турбины представлен на рис. 8.22. Характеристики паровой турбины представлены в табл. 8.6.

Таблица 8.6

Характеристики паровой турбины К-17-0,16

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность	МВт	17
2	Начальное давление пара	МПа	0,16
3	Начальная температура пара	°С	112,7
4	Расход свежего пара	т/ч	222
5	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550
6	Номинальная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	20
7	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	8000

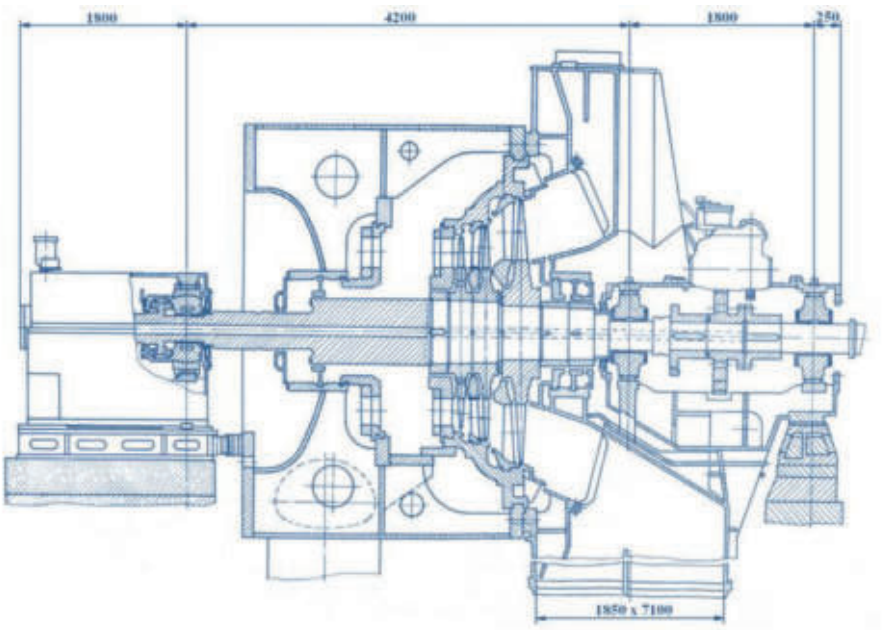


Рис. 8.22. Продольный разрез паровой турбины К-17-0,16

8.7.2. Паровая турбина К-110-1,6

Турбина К-110-1,6 предназначена для питания отработавшим паром турбины Р-100-130/15. Турбина двухцилиндровая, создана на базе ЦСД и ЦНД турбины Т-185/220-130-4. Подвод пара к турбине осуществляется от двух стопорно-регулирующих клапанов. Проточная часть ЦСД состоит из 9 ступеней, которые полностью унифицированы со ступенями 14-22 турбины Т-185/220-130. ЦНД двухпоточный. В каждом из потоков расположены по две ступени давления. Регулирующие диафрагмы ЦНД заменены на обыкновенные.

Система регенерации турбины состоит из 4-х ПНД. Конденсат после ПНД-4 подается в станционный деаэратор ТЭЦ и далее в ПВД турбины Р-100-130/15. Отработавший пар после ЦНД поступает в конденсаторную группу. По сравнению с турбиной Т-185/220-130 последовательное соединение конденсаторов по охлаждающей воде заменено на независимое параллельное, что значительно облегчает чистку труб теплообмена при шарикоочистке.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 8.23, 8.24 соответственно. Характеристики паровой турбины представлены в табл. 8.7.

Таблица 8.7

Характеристики паровой турбины К-110-1,6

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность	МВт	110
2	Начальное давление пара	МПа	1,6
3	Начальная температура пара	°С	285
4	Расход свежего пара	т/ч	645
5	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	660
6	Номинальная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	20
7	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	27000

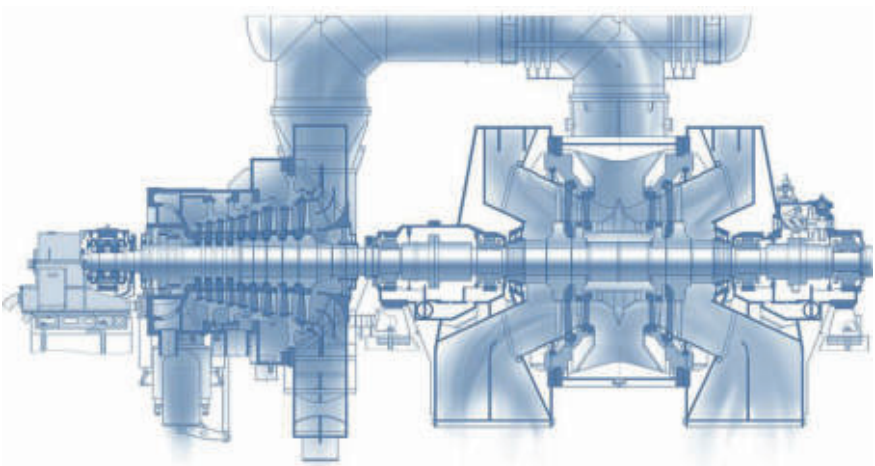


Рис. 8.23. Продольный разрез паровой турбины К-110-1,6

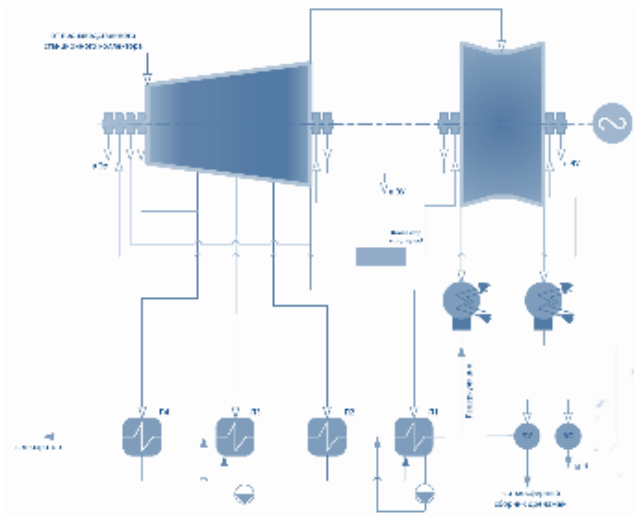


Рис. 8.24. Принципиальная тепловая схема паровой турбины К-110-1,6

8.7.3. Паровая турбина Т-35/55-1,6

Подвод пара к турбине осуществляется от двух стопорно-регулирующих клапанов, полностью унифицированных с аналогичными клапанами, установленными в ЦСД-1 турбины Т-250 для осуществления подвода пара после промежуточного перегрева. Система регенерации состоит из трех ПНД, отбор пара на которые осуществляется, соответственно, из камер проточной части турбины после 3-й, 5-ой и 7-ой ступеней. После ПНД-3 конденсат направляется в станционный деаэратор давлением 0,59 МПа, а после него – в ПВД турбины Р-50-130, выхлопным паром которой питается турбина Т-35. Из камеры после 7-ой ступени осуществляется отбор пара на ПСГ. В качестве ПСГ принят ПСГ-1300 поверхностью теплообмена 1300 м^2 и расходом сетевой воды до 3000 м^3/ч.

Следует отметить, что турбина Т-35 может быть применена для эксплуатации на различных ТЭЦ и КЭС с параметрами свежего пара, отличающимися от указанных в табл. 8.8. Изменение пропускной способности турбины может осуществляться путем изменения парциальности первой ступени: увеличивать при низких давлениях свежего пара и уменьшать при более высоких давлениях свежего пара.

Таблица 8.8

Характеристики паровой турбины Т-35/55-1,6

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность	МВт	35/55
2	Начальное давление пара	МПа	1,6
3	Начальная температура пара	°С	330
4	Расход свежего пара	т/ч	315/324
5	Давление пара в отопительном отборе	МПа	0,06-0,25
6	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550
7	Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	27
8	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м^3/ч	8000

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 8.25, 8.26 соответственно.

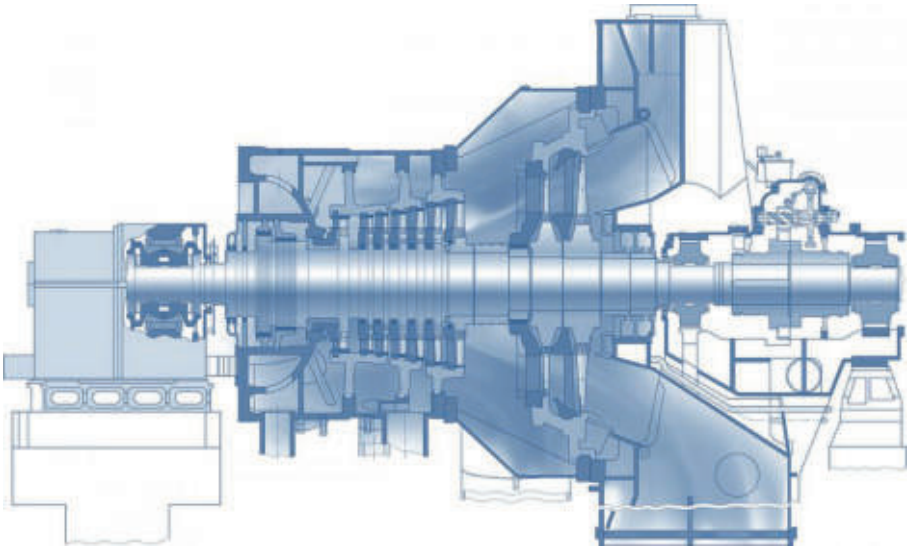


Рис. 8.25. Продольный разрез паровой турбины Т-35/55-1,6

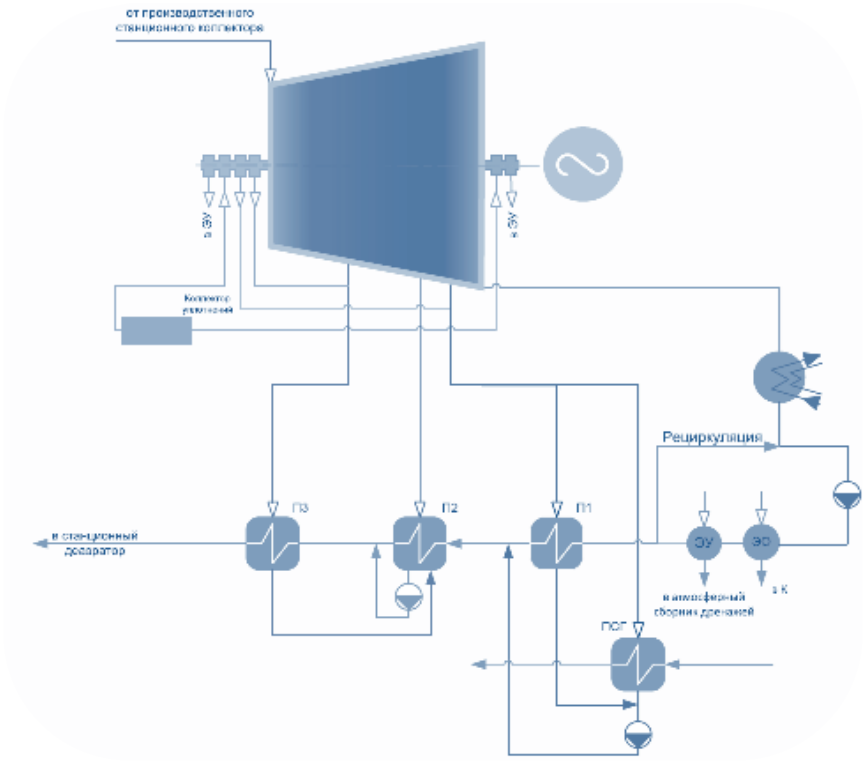


Рис. 8.26. Принципиальная тепловая схема паровой турбины Т-35/55-1,6

8.8. Паровые турбины для парогазовых установок

8.8.1. Паровая турбина Тп-35/40-8,8

Теплофикационная паровая турбина Тп-35/40-8,8 (рис. 8.27) разработана для Новокуйбышевской ТЭЦ-1. В соответствии со схемой ТЭЦ предполагается питание турбины паром от общестанционного коллектора свежего пара, в который он поступает пар от КУ и паровых котлов. Кроме того, в турбину будет подаваться пар НД от КУ.

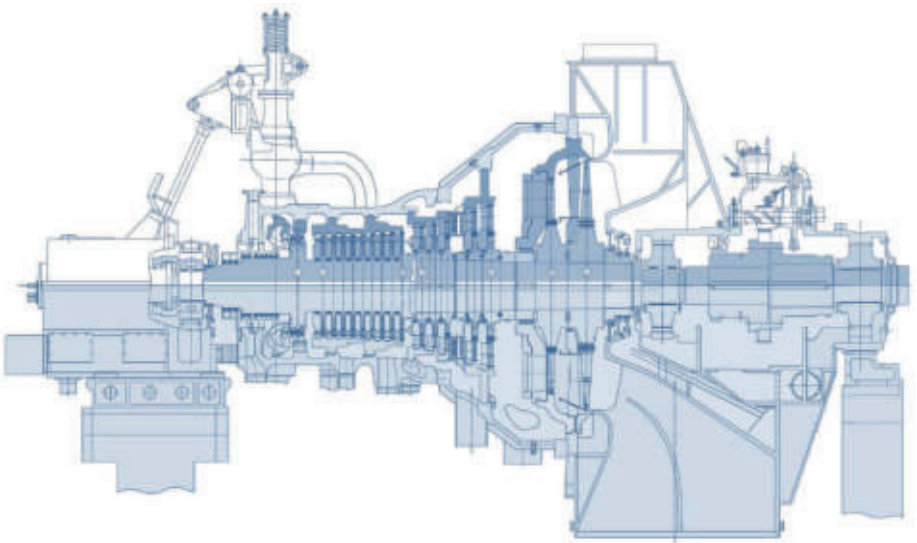


Рис. 8.27. Продольный разрез паровой турбины Тп-35/40-8,8

Основные показатели турбины на номинальных режимах представлены в табл. 8.9.

Таблица 8.9

Характеристики паровой турбины Тп-35/40-8,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность	МВт	35/40
2	Начальное давление пара ВД	МПа	8,8
3	Начальная температура пара ВД	°С	500,0
4	Расход свежего пара ВД	т/ч	150,0/130,0
5	Начальное давление пара НД	МПа	0,6
6	Начальная температура пара НД	°С	210,0
7	Расход свежего пара НД	т/ч	51,0
8	Давление пара в отопительном отборе	МПа	0,07-0,25
9	Тепловая нагрузка отопительная	т/ч	150
10	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550
11	Температура охлаждающей воды	°С	20/28,5
12	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	8000

Турбина Тп-35/40-8,8 представляет собой одноцилиндровый агрегат с прямоточной схемой движения пара в цилиндре. Корпус цилиндра турбины литосварной конструкции, полностью унифицирован с корпусом цилиндра турбины Т-50/60-8,8, для которой корпус оптимизировался на рабочие параметры пара в части толщин стенки оболочки и фланцев горизонтального разъема – фланцы, по сравнению с аналогичными конструкциями корпусов для других турбин, выполнены более высокими, но более узкими, что позволило полностью исключить недопустимо высокие температурные напряжения, возникающие на переходных режимах. Оптимизированы диаметры крепежа горизонтального разъема.

Парораспределение турбины – сопловое. Свежий пар от общестанционного коллектора подводится к СК ВД, оттуда по перепускным трубам поступает к РК ВД турбины. Четыре РК расположены в паровых коробках, приваренных к цилиндру.

Проточная часть турбины состоит из 17 ступеней: двухвенечной регулирующей ступени и 16 ступеней давления. Диски с 1-й по 10-ю ступень откованы заодно с валом ротора, остальные – насадные. Высота рабочих лопаток последней ступени 550 мм. Конструкция и материал дисков и лопаточного аппарата, работающих в зоне фазового перехода, обеспечивают их коррозионную стойкость в процессе длительной эксплуатации.

Подвод пара НД осуществляется к двум СРК НД, а затем по перепускным трубам поступает в проточную часть турбины в камеру за 13-й ступенью. В проточной части устанавливается устройство для смешения основного потока пара и пара НД. Камера смешения конструктивно выполнена аналогично камере, установленной в проточной части турбины Т-40/50-8,8. Разница составляет только в увеличенном до десяти количестве пустотелых спиц, так как в данной турбине по сравнению с турбиной Т-40/50-8,8 в 3 раза больше расход пара НД. Увеличенное количество спиц сократило проходное сечение камеры и увеличило скорость парового потока. Для уменьшения сопротивления спицам придана обтекаемая форма (миндалевидная), что показано на рис. 8.28.

Отбор пара на производственные нужды давлением 1,3÷1,5 МПа и расходом до 45 т/ч организован за 6 ступенью. Для обеспечения необходимого давления отбираемого пара и возможности параллельной работы этого отбора с другими источниками пара на общий коллектор на паропроводе отбора устанавливается блок защитно-регулирующего клапана.

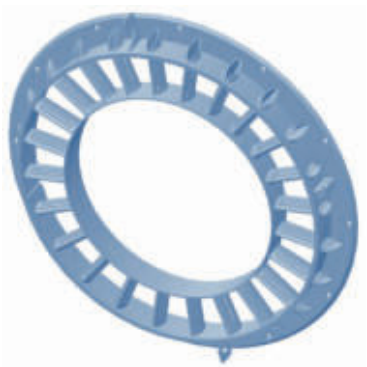


Рис. 8.28. Смешивающее устройство для подвода пара НД в турбине Тп-35/40-8,8

Регулируемый отбор на отопление производится в станционный коллектор и организован за 15 ступенью, за которой установлена регулирующая диафрагма с поворотным кольцом, регулирующая пропуск пара в часть низкого давления.

Ротор опирается на опорно-упорный подшипник, установленный в корпусе переднего подшипника, и на опорный подшипник, установленный в корпусе подшипников выхлопного патрубка. Там же размещен передний подшипник ротора генератора. Роторы турбины и генератора соединены жесткой муфтой.

Выхлопная часть турбины полностью унифицирована с выхлопной частью турбины Т-50/60-8,8.

8.8.2. Паровая турбина Т-40/50-8,8

Теплофикационная паровая турбина Т-40/50-8,8 предназначена для работы в составе ПГУ-115 совместно с газовой турбиной типа PG 6111 FA фирмы General Electric.

Турбина Т-40/50-8,8 (рис. 8.29) представляет собой одноцилиндровый агрегат, имеющий двухкорпусную конструкцию с петлевой схемой движения пара в цилиндре и по конструктивным признакам напоминает турбины Т-63/76-8,8.

Проточная часть турбины состоит из 22 ступеней. Во внутреннем корпусе размещены 12 ступеней давления. Диски ступеней 1-16 откованы заодно с ротором. Диски ступеней 17-22 – насадные. Все концевые уплотнения цилиндра – сотовые. Диафрагменные уплотнения с 1 по 16 ступень так же сотовые, а с 17 по 22 ступень паровые лабиринтового типа. Высота рабочих лопаток последней ступени 550 мм.

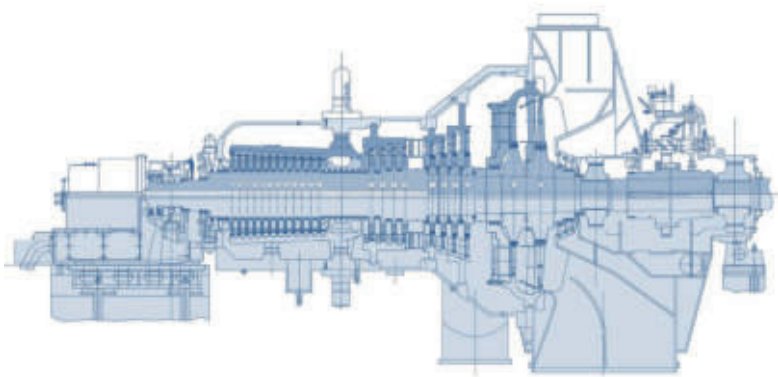


Рис. 8.29. Продольный разрез паровой турбины Т-40/50-8,8

Внутренний корпус из стали 15Х1М1ФЛ полностью унифицирован с внутренним корпусом цилиндра турбины Т-63/76-8,8. Он опирается на корпус наружного цилиндра четырьмя опорными лапами, две из которых поперечные, расположены по оси паровпуска цилиндра и фиксируют аксиальное положение внутреннего корпуса относительно наружного корпуса. Две другие опорные лапы расположены параллельно продольной оси турбины. Поперечное положение внутреннего корпуса относительно наружного фиксируется продольными шпонками – двумя в нижней половине и одной в верхней половине корпуса.

Камера паровпуска образована внутренней поверхностью литого корпуса и наружной поверхностью кованой обоймы уплотнения между внутренним и наружным корпусами.

Наружный сварной корпус включает в себя сварную паровпускную часть, сварную среднюю часть и сварной выхлопной патрубок. На паровпускной части размещены четыре сварно-кованых узла паровпуска, присоединяемых к ней фланцевыми соединениями и связанных с паровпускными патрубками внутреннего корпуса поршневыми соединениями. Торцевые поверхности корпуса выполнены из штампованных эллиптических днищ.

На средней части устанавливается сервомотор теплофикационного отбора с приводом регулирующей диафрагмы. Выхлопной патрубок присоединен к конденсатору.

Наружный корпус опирается передними лапами на опоры фундаментной рамы переднего подшипника, а средними и задней лапами – на литые фундаментные рамы, закрепленными непосредственно на закладных элементах фундамента.

Тепловое перемещение цилиндра происходит от фикс-пункта, размещенного на задней фундаментной раме, и заканчивается на опорах передних лап наружного корпуса, установленных на фундаментной раме. Перемещение корпуса переднего подшипника, а вместе с ним и упорных колодок опорно-упорного подшипника и упорного гребня ротора, обеспечивают поперечные шпонки, устанавливаемые между корпусом переднего подшипника и лапами цилиндра вне опорных поверхностей.

Описанным способом выравнивается величина удельного давления на поверхности скольжения, снижается вероятность сдвиговой деформации контактной поверхности, снижается вероятность заедания на этих поверхностях при тепловом перемещении. Сама контактная поверхность между фундаментной рамой и корпусом переднего подшипника, а также лапами цилиндра, образована закаленными стальными пластинами с твердостью НВ329-560.

Парораспределение турбины – дроссельное, поэтому подвод пара к турбине осуществляется через БК ВД, включающий в себя один СК и два РК, размещенных в сварно-кованом корпусе. Конструктивно БК унифицирован с таким же БК ВД турбины Т-63/76-8,8. По 4-м перепускным трубам Ø219х26 мм пар поступает в паровпускную камеру внутреннего корпуса.

Пар НД от КУ через СРК, конструктивно унифицированных с клапаном турбины Т-63/76-8,8, поступает в камеру смешения за 16-й ступенью.

Существенно отличается от всех описанных выше турбин способ смешения пара основного потока и пара из контура НД КУ, подаваемого в проточную часть между 16 и 17 ступенями. Пар от СРК НД подается в паровую полость цилиндра, образованную обоймами, через патрубок в нижней половине наружного цилиндра. Далее пар попадает в камеру смешения, установленную соосно с проточной частью в конструктивном интервале между ступенями 16 и 17. Камера смешения (рис. 8.30) включает в себя наружную оболочку, размещенную радиально выше рабочих и направляющих лопаток обеих ступеней, и внутреннюю оболочку, размещенную ниже лопаток. Верхняя и нижняя части наружной оболочки соединены горизонтальным фланцевым разъемом. Между оболочками установлены радиальные пустотелые спицы, выполненные из труб с внутренним диаметром 50 мм. На боковых поверхностях пустотелых спиц по образующим поверхностей выполнены выпускные щели. Такие же щели по одной на каждой спице выполнены

со стороны 17 ступени. Через боковые щели пар НД подается в основной поток, выходящий из 16 ступени, и смешивается с ним. Пар, выходящий из щели в сторону 17 ступени, разрушает кромочный след за спицами, выравнивая паровой поток перед входом в 17 ступень. Дополнительно выравнивание потока производится радиальными плоскими ребрами, установленными посередине интервала между спицами со смещением к 17 ступени.

Отбор пара на теплофикацию осуществляется из камеры за 20-й ступенью. Регулирование давления теплофикационного отбора осуществляется плотной поворотной диафрагмой (рис. 8.31), перемещающейся сервомотором с помощью рычажной системы.

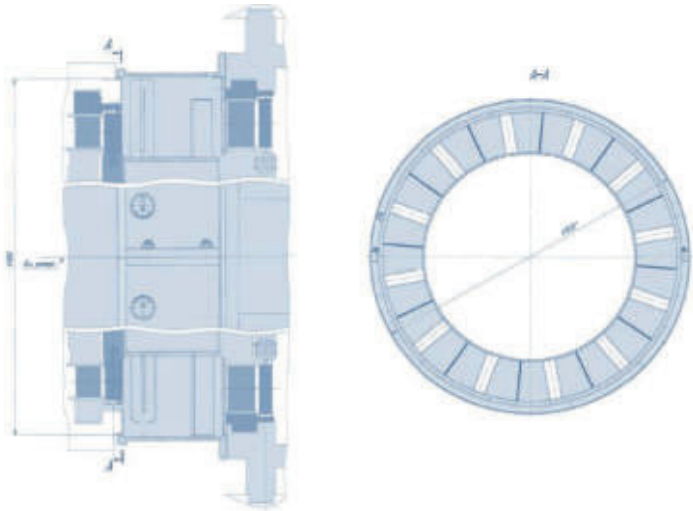


Рис. 8.30. Организация подвода пара НД в кольцевую камеру со смешивающим устройством в турбине Т-40/50-8,8

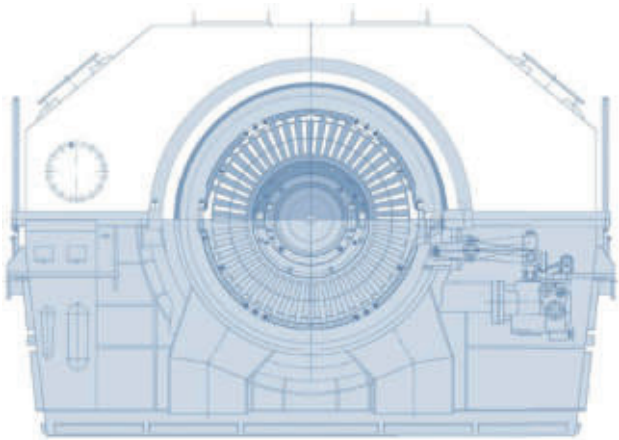


Рис. 8.31. Поперечный разрез по камере отопительного отбора в турбине Т-40/50-8,8

Петлевая схема движения пара способствует снижению осевых усилий, а также снижает температуру пара до уровня, позволяющего выполнить наружный корпус из углеродистой стали. Кроме того, снижается величина утечки пара через переднее концевое уплотнение.

Для противодействия коррозионно-усталостному разрушению под напряжением насадные диски, близкие к зоне фазового перехода (17-20-я ступени), выполнены из стали 30ХН3М2ФА, галтели пароразгрузочных отверстий увеличены, шероховатость поверхностей обода снижена. Торцевые шпонки между дисками выполнены цилиндрическими.

В целях повышения надежности стебля ротора от возникновения поперечных трещин снижен уровень статических напряжений от веса ротора до 0,8 МПа, увеличены радиусы в канавках под упорные кольца между дисками, между насадочной поверхностью диска и торцами выполнены радиусные переходы.

Диафрагмы сварные, в том числе поворотная регулирующая диафрагма. Снижение усилий трения между кольцом поворотной диафрагмы и собственно диафрагмой достигается напылением на контактирующие поверхности антифрикционного материала.

Концевые и диафрагменные уплотнения 1-16 ступеней, а также надбандажные уплотнения 1-12 ступеней, имеют сотовые уплотняющие поверхности. Надбандажные уплотнения 13-16 ступеней многогребенчатые из-за больших (до 5 мм) относительных перемещений ротора и соизмеримых с ними аксиальных зазоров в этих ступенях. По этой же причине диафрагменные уплотнения 17-22 ступеней выполнены прямоточными. Этим достигается независимость турбины при эксплуатации от относительных перемещений ротора и статора при пусках, остановах и переходных режимах.

Вкладыши подшипников унифицированы с турбиной Т-63/76-8,8.

Основные показатели турбины на гарантийных режимах помещены в табл. 8.10.

Таблица 8.10

Характеристики паровой турбины Т-40/50-8,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность	МВт	40,2/49,6
2	Начальное давление пара ВД	МПа	8,8
3	Начальная температура пара ВД	°С	550
4	Расход свежего пара ВД	т/ч	165,0/158,6
5	Начальное давление пара НД	МПа	0,71
6	Начальная температура пара НД	°С	208,2
7	Расход свежего пара НД	т/ч	15,6/13,1
8	Давление пара в отопительном отборе	МПа	0,05-0,25
9	Тепловая нагрузка отопительная	Гкал/ч	98
10	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550
11	Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	11/20
12	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	8000

8.8.3. Паровая турбина Т-53/67-8,0

Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 работает в составе ПГУ Минской ТЭЦ-3. В состав ПГУ входит газовая турбина GT13E2 фирмы Alstom номинальной мощностью 160 МВт и КУ производства фирмы SES (Словакия).

Турбина Т-53/67-8,0 (рис. 8.32) представляет собой двухцилиндровый агрегат. В конструкции турбины Т-53/67-8,0 реализованы как уже отработанные решения, так и ряд принципиально новых, обусловленных, прежде всего тем, что она проектировалась для работы в составе ПГУ.

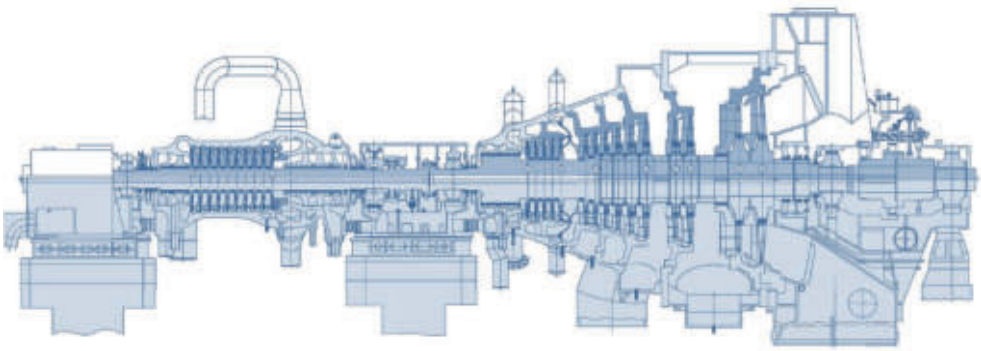


Рис. 8.32. Продольный разрез паровой турбины Т-53/67-8,0

Пар ВД от КУ подводится от блока клапанов (БК) (рис. 8.33), состоящего из стопорного клапана (СК) с автозатвором и двух регулирующих клапанов (РК), управляемых своими сервомоторами, к корпусу ЦВД четырьмя трубопроводами, симметрично по два снизу и по два сверху (рис. 8.34). Пар НД от КУ подводится в промежуточный отсек ЦНД через два блока стопорно-регулирующих клапанов (СРК) НД (рис. 8.35).

Корпус ЦВД выполнен литым из стали 15Х1М1ФЛ на базе отливки для турбины Т-110/120-130-5, но с конструктивным изменением – удалено утолщение металла на торцевой стенке со стороны переднего концевого уплотнения, что позволило снизить термические напряжения в металле зоны паровпуска. Камера отсоса от переднего уплотнения в регенерацию образована установкой кольцевых перегородок.

Корпус ЦВД выполнен литым из стали 15Х1М1ФЛ на базе отливки для турбины Т-110/120-130-5, но с конструктивным изменением – удалено утолщение металла на торцевой стенке со стороны переднего концевого уплотнения, что позволило снизить термические напряжения в металле зоны паровпуска. Камера отсоса от переднего уплотнения в регенерацию образована установкой кольцевых перегородок.

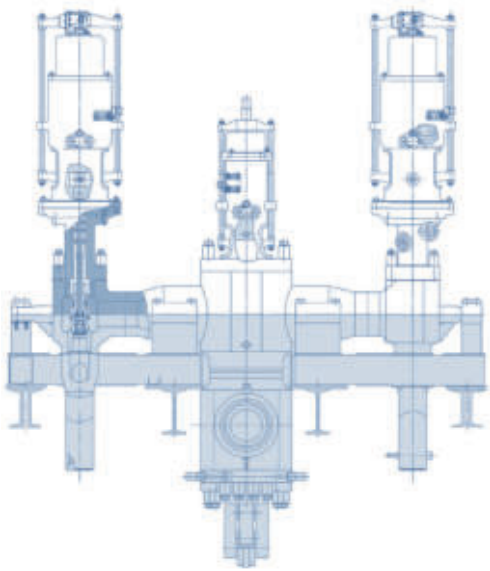


Рис. 8.33. Блок клапанов контура ВД турбины Т-53/67-8,0

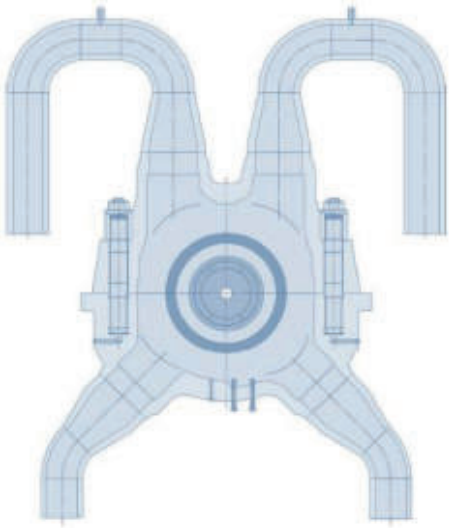


Рис. 8.34. Поперечный разрез по паровпуску ВД турбины Т-53/67-8,0

Турбина работает на скользящих параметрах пара, поэтому в ЦВД применено дроссельное парораспределение. Таким образом, в ЦВД отсутствует регулирующая ступень и, соответственно, массивный диск регулирующей ступени (РС). Данное обстоятельство определяет повышенную надежность и маневренность турбины по сравнению с турбинами подобного класса с сопловым парораспределением. Проведенные расчеты температурных полей и температурных напряжений в роторе ВД при наиболее опасном с точки зрения возникновения температурных напряжений режиме – пуске из холодного состояния – показали, что в роторе на протяжении всего пуска не возникает напряжений, превышающих предел текучести роторной стали: 25Х1М1ФА (Р2МА).

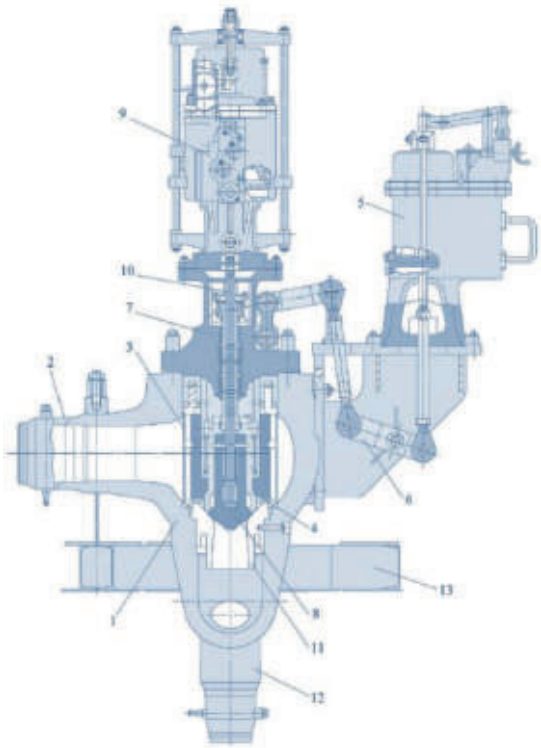


Рис. 8.35. Стопорно-регулирующий клапан контура НД паровой турбины Т-53/67-8,0:
1 – корпус клапана; 2 – патрубок подвода пара; 3 – паровое сито;
4 – стопорный клапан; 5 – автозатвор; 6 – рычаг; 7 – шток;
8 – регулирующий клапан; 9 – сервомотор; 10 – шток;
11 – диффузор седла; 12 – патрубок отвода; 13 – рама.

В ЦВД расположено 10 ступеней давления с корневым диаметром рабочих лопаток 800 мм. Диски ступеней откованы заодно с валом. Ступени 1-10 снабжены высокоэкономичными осерадиальными надбандажными уплотнениями.

ЦНД сварно-литой конструкции и максимально унифицирован с ЦНД турбины Тп-115/125-130-1. В корпусе расположено 15 ступеней, в том числе регулирующая ступень ЧНД. Ступени 11-17 имеют корневой диаметр рабочих лопаток 1000 мм и снабжены осерадиальными надбандажными уплотнениями, их диски откованы заодно с валом. Диски ступеней 18-25 насадные. Для передачи крутящего момента к валу в случае исчезновения натяга, применены торцевые шпонки. Рабочие лопатки ступеней 16-19 и 21, 24, 25 полностью унифицированы с рабочими лопатками аналогичных ступеней турбины Тп-115/125-130-1. Для повышения надежности рабочие лопатки ступеней 20 и 22 выполнены на основании профиля рабочих лопаток 21-ой ступени. По диафрагмам ступеней 16-21 имеется унификация с аналогичными ступенями только по решеткам, диафрагмы ступеней 22-25 полностью унифицированы с диафрагмами ступеней 22-25 турбины Тп-115/125-130-1. В камеру после 15-ой ступени осуществлен подвод пара НД. Отбор пара на ПСГ-2 осуществлен после 21-ой ступени и на ПСГ-1 – после 23-ей ступени. В турбине применяется плотная регулирующая диафрагма ЧНД, благодаря чему расход пара на режимах работы по тепловому графику не превышает 4 т/ч.

Применение в турбине дроссельного парораспределения потребовало проработки вариантов конструкций узла паровпуска с целью обеспечения равномерного поля скоростей в окружном и осевом направлениях на входе в 1-ю ступень. Сравнение вариантов и оптимизация конструкции производилось с помощью численного моделирования турбулентного течения сжимаемого газа на основе решения системы уравнений, осредненных по уравнениям Навье-Стокса. Для замыкания системы уравнений использовалась модель турбулентности. Моделирование трехмерного течения газа проводилось на основе структурированных 100 % гексагональных сеток со сгущением в области стенок. В результате расчетной оптимизации была получена геометрия узла паровпуска с подводом пара в общую камеру, обладающую наименьшим гидравлическим сопротивлением, при одновременно равномерном распределении поля скоростей и давлений на входе в 1-ю ступень.

Необходимо отметить, что применение в турбине дроссельного парораспределения также потребовало спроектировать выносной блок клапанов (рис. 8.33). Это позволило не только исключить из конструкции узел кулачкового распределительного устройства (КРУ), который обладает пониженной надежностью, но и обеспечить равномерное поле скоростей перед первой ступенью турбины на режимах частичных нагрузок путем подачи пара в диаметрально противоположные патрубки. Корпус БК – сварно-кованный, состоящий из сваренных между собой паровой коробки СК, раздающей коробки СК, патрубков подвода пара, промежуточных патрубков, паровых коробок РК и патрубков отвода пара. На входе в клапанный канал стопорного клапана, образованный профильными поверхностями чаши клапана и седла, установлено паровое сито. Угол раскрытия диффузора седла СК – 10°. Привод СК осуществляется посредством рычагов автозатвором 10. Пройдя СК, пар разделяется на два потока и через промежуточные патрубки попадает в паровые коробки РК и далее в клапанный канал РК, образованный чашей и седлом. Угол раскрытия диффузора седла РК – 8°. Привод РК осуществляется сервомоторами.

Вследствие того, что ПГУ-230 работает по двухконтурной схеме, возникла необходимость установки СРК (рис. 8.35) на трубопроводе подвода пара НД от КУ в промежуточный отсек ЦНД.

Корпус клапана *1* сваривается из двух отливок из стали 25Л. Пар от КУ подводится по горизонтальному патрубку *2*. Для исключения возможности попадания сварочного грата и посторонних предметов в блоки СРК и проточную часть турбины в корпусе установлено паровое сито *3*. Привод стопорного клапана *4* осуществляется автозатвором *5* посредством рычагов *6* и штока *7*. Привод регулирующего клапана *8* осуществляется сервомотором *9* через шток *10*, который проходит внутри штока стопорного клапана *7*. Угол раскрытия диффузора седла *11* – 8°. Пар из клапана отводится по двум патрубкам *12*. Блок клапанов СРК устанавливается на раме *13*, привариваемой к металлоконструкциям машинного зала.

В промежуточной камере проточной части СД, в которую подается пар из контура НД КУ, осуществляется смешение этого пара с паром основного потока. Пар, выходящий из рабочих лопаток 15 ступени, поступает вогнутую поверхность кольцевой камеры смешения потоков пара, поворачивается в нем на 180°,

поступает в камеру приема пара из контура низкого давления и вновь поворачивается на 180°, смешивается с подведенным паром и поступает в 16 ступень (рис. 8.36). Благодаря сложной траектории пара обеспечивается практически полное перемешивание двух потоков пара, выравнивание плотностей пара на входе в 16 ступень и выравнивание температур смешенного потока. Поле скоростей парового потока также выравнивается по высоте направляющей лопатки 16 ступени. Это предотвращает возникновение переменных напряжений по высоте направляющей в рабочей лопаток ступени.

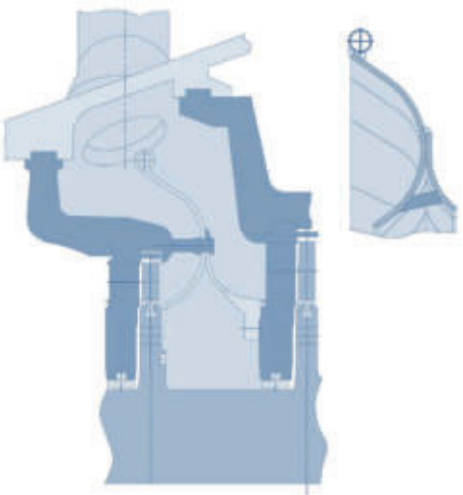


Рис. 8.36. Организация подвода пара контура НД в кольцевую камеру с криволинейной перегородкой в турбине Т-53/67-8,0

Основные показатели турбины Т-53/67-8,0 на представлены в табл. 8.11.

Таблица 8.11

Характеристики паровой турбины Т-53/67-8,0

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность	МВт	53/67
2	Начальное давление пара ВД	МПа	7,7
3	Начальная температура пара ВД	°С	488
4	Расход свежего пара ВД	т/ч	212,5
5	Начальное давление пара НД	МПа	0,7
6	Начальная температура пара НД	°С	208
7	Расход свежего пара НД	т/ч	57,2
8	Давление пара в верхнем отопительном отборе	МПа	0,06-0,25
9	Давление пара в нижнем отопительном отборе	МПа	0,05-0,20
10	Тепловая нагрузка отопительная	Гкал/ч	136
11	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	550
12	Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	20
13	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	8000

Цилиндры турбины опираются лапами на стулья – опорные площадки на корпусах переднего и среднего подшипников – и опорными лапами выхлопного патрубка непосредственно на фундаментные рамы. Тепловое перемещение турбины осуществляется от фикс-пункта, расположенного на передних лапах выхлопного патрубка. Перемещение корпусов подшипников происходит по полосам закаленной стали (твердость НВ320-362), закрепленным на фундаментных рамах (поверхность перемещения, по которым скользят такие же полосы закаленной стали, закрепленные на подошве корпуса подшипника (перемещающаяся поверхность).

Внешний вид турбины в обшивке и компоновка турбоустановки представлены на рис. 8.37. Принципиальная тепловая схема представлена на рис. 8.38.

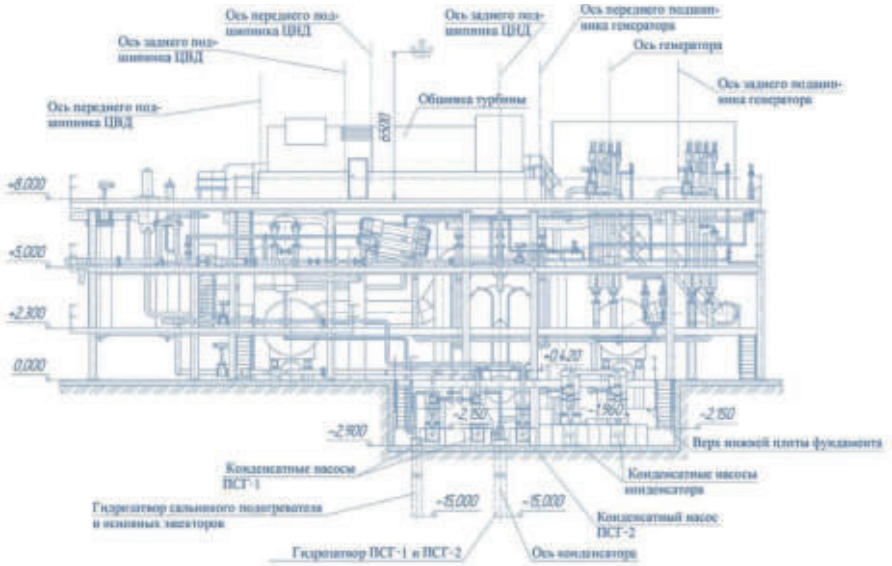


Рис. 8.37. Общий вид компоновки Т-53/67-8,0

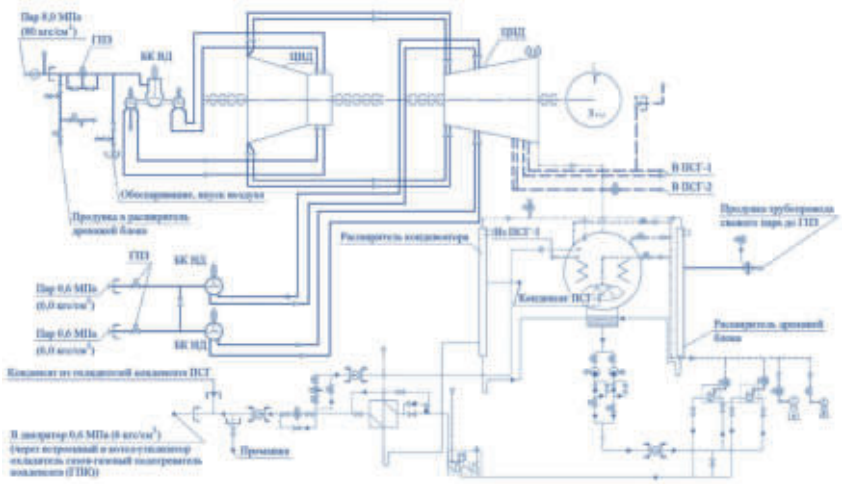


Рис. 8.38. Принципиальная тепловая схема турбины Т-53/67-8,0

8.8.4. Паровые турбины Т-63/76-8,8 и КТ-63-7,7

Теплофикационная паровая турбина Т-63/76-8,8 с двумя отопительными отборами предназначена для работы в составе ПГУ-230 вместе с газовой турбиной ГТЭ-160-4(7) производства ЛМЗ или V94.2A производства фирмы Siemens и КУ производства ОАО «ЭМАльянс». Турбины эксплуатируются на Ижевской ТЭЦ-1, Владимирской ТЭЦ-2, Кировской ТЭЦ-3.

Также выполнен проект турбины КТ-63-7,7, которая является конденсационным аналогом турбины Т-63/76-8,8 и эксплуатируется в составе ПГУ-230 с обновленной ГТУ GT13E2 производства Alstom и КУ производства ОАО «ЗиО-Подольск» на Академической ТЭЦ и двух блоках Нижнетуринской ГРЭС.

Турбина Т-63/76-8,8 (рис. 8.39) представляет собой одноцилиндровый агрегат, имеющий двухкорпусную конструкцию цилиндра с петлевой схемой движения пара в цилиндре.

Проточная часть турбины состоит из 21 ступени. Во внутреннем корпусе цилиндра размещены 12 ступеней давления. Диски ступеней 1-17 откованы заодно с ротором. Диски ступеней 18-21 – насадные. Надбандажные уплотнения 1-12 ступеней, концевые уплотнения и диафрагменные уплотнения 1-16 ступеней имеют сотовую конструкцию. Надбандажные уплотнения 13-16 ступеней выполнены многогребенчатого типа из-за значительных относительных перемещений ротора. По этой же причине диафрагменные уплотнения 17-21 ступеней выполнены прямоточными, за счет чего достигается независимость турбины при эксплуатации от относительного перемещения ротора. Для исключения протечек масла установлены развитые масляные уплотнения. Высота рабочих лопаток последней ступени 660 мм. Конструкция и материал дисков и лопаточного аппарата, работающих в зоне фазового перехода, обеспечивают их надежность против коррозионно-усталостного и коррозионно-эрозионного растрескивания при длительной эксплуатации при соблюдении качества свежего пара перед турбиной.

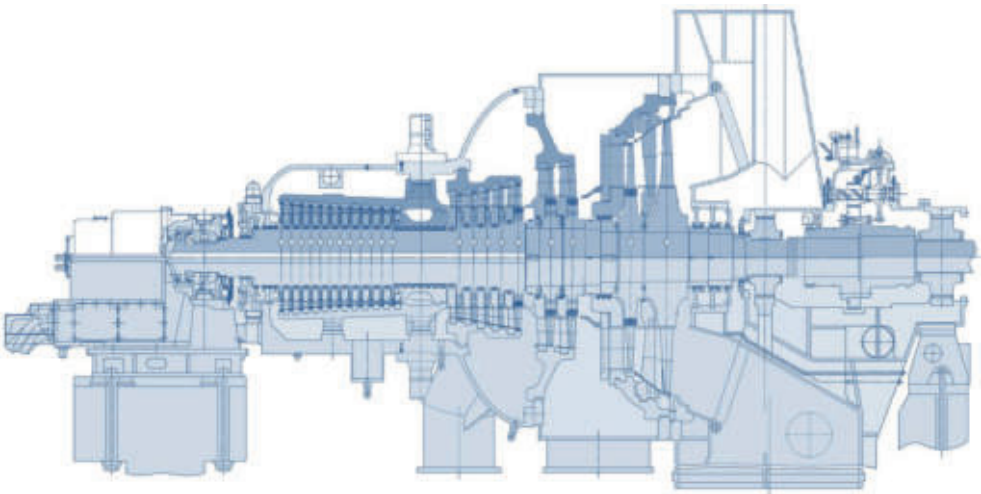


Рис. 8.39. Продольный разрез паровой турбины Т-63/76-8,8

Внутренний корпус литой конструкции из стали 15Х1М1ФЛ, безобойменный. Паровпускная камера образована литой внешней оболочкой и кованой внутренней оболочкой, установленной в расточке внешней оболочки, одновременно являющейся обоймой промежуточного уплотнения. Пар подается в камеру четырьмя патрубками, по два в верхней и нижней половинах оболочки. Наружный корпус выполнен сварным из углеродистой стали, состоит из паровпускной части, средней части и выхлопного патрубка. Для образования торцевой стенки паровпускной части корпуса со стороны концевого уплотнения использовано штампованное эллиптическое днище, что позволило при умеренной толщине получить низкий уровень напряжений от внутреннего давления. Аналогичным способом организован паровой объем камеры верхнего теплофикационного отбора. На цилиндрической оболочке паровпускной части размещены патрубки для подвода пара высокого давления по два в верхней и нижней половинах, а также два патрубка для подвода пара из контура НД, подведенных к корпусу тангенциально. Опирание внутреннего корпуса на наружный и центровка его организованы аналогично турбине Т-113/145-12,4.

На рис. 8.40 представлен внешний вид цилиндра турбины Т-63/76-8,8.

В наружном корпусе установлены три литые обоймы. Между внутренним и наружным корпусами предусмотрено промежуточное уплотнение. Патрубки наружного и внутреннего корпусов установлены соосно, соединение их уплотнено разрезными поршневыми кольцами.

Все диафрагмы турбины выполнены сварными. Входящая в состав поворотной регулирующей диафрагмы собственно диафрагма имеет направляющий аппарат, выполненный из стали 15Х13Л из литых направляющих лопаток с бандажными полочками. Лопатки сварены по бандажным полочкам, а затем приварены к телу и к ободу. На поверхность трения между поворотным кольцом диафрагмы и собственно диафрагмой нанесено трехслойное бронзовое напыление, снижающее коэффициент трения до 0,10-0,11.



Рис. 8.40. Цилиндр в сборе турбины Т-63/76-8,8

Диафрагма последней ступени включает в себя направляющие лопатки с внутриканальным влагоудалением. В них выполнен радиальный канал, закрываемый со стороны внутреннего профиля вваренной пластиной. На наружном профиле лопаток выполнена влагоприемная щель. Сброс уловленной влаги происходит в полость выхлопного патрубка.

Ротор турбины комбинированный: 17 дисков цельнокованые, остальные четыре диска – насадные. Ступени 1-12 размещены во внутреннем корпусе и выполнены с лопатками левого вращения. Цельнокованые диски 13-17 ступеней и насадные диски 18-21 ступеней облопачены лопатками правого вращения.

Турбина имеет дроссельное парораспределение и эксплуатируется на скользящем давлении пара. Пар ВД от КУ подводится к отдельно расположенному БК ВД, в котором размещены стопорный клапан с автозатвором и два регулирующих клапана со своими сервомоторами. БК ВД частично унифицирован с БК турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ Краснодарской ТЭЦ. Корпус БК – сварно-кованный, состоящий из сваренных между собой паровой коробки СК, раздающей коробки СК, патрубков подвода пара, промежуточных патрубков, паровых коробок РК и патрубков отвода пара. Привод СК осуществляется посредством рычагов автозатвором. Пройдя СК, пар разделяется на два потока и через промежуточные патрубки попадает в паровые коробки РК и далее в клапанный канал РК. Привод РК осуществляется сервомоторами. От БК ВД пар поступает четырьмя трубами (по две в верхнюю и по две в нижнюю половину цилиндра, что обеспечивает равномерную раздачу пара по окружности первой ступени давления) во внутренний корпус цилиндра.

Применение в турбине дроссельного парораспределения, также как для турбин Т-53/67-8,0 и Т-113/145-12,4, потребовало проработки вариантов конструкций узла паровпуска с целью обеспечения равномерного поля скоростей в окружном и осевом направлениях на входе в 1-ю ступень. В результате расчетной оптимизации была получена геометрия узла паровпуска, обладающая наименьшим гидравлическим сопротивлением, при одновременно равномерном распределении поля скоростей и давлений на входе в 1-ю ступень.

Пройдя левый поток, пар разворачивается на 180° и поступает в межкорпусное пространство, где смешивается с паром контура НД. Эффективность смещения двух потоков в межкорпусном пространстве проверена математическим моделированием. Из межкорпусного пространства пар поступает в правый поток.

Подвод пара НД от КУ осуществляется через один СРК НД, который включает в себя регулирующий и стопорный клапаны, расположенные один внутри другого и опирающиеся на одно седло, в межкорпусное пространство цилиндра. Номинальное давление пара перед СРК НД составляет 1,4 МПа вместо часто применяемого 0,5-0,7 МПа и является согласованным с заказчиком, генеральным проектировщиком и производителем котла-утилизатора решением.

Необходимо отметить, что использование повышенного давления НД и применение представленной конструкции одноцилиндровой теплофикационной паровой турбины для ПГУ решает задачу по организации в одноцилиндровой турбине мощностью свыше 60 МВт более чем двух регулируемых отборов пара, между которыми обеспечивается достаточное для их организации расстояние.

К достигаемому технико-экономическому эффекту от использования такой концепции турбины следует отнести:

- получение наименьшего осевого расстояния между подшипниками турбины, при обеспечении прочности и жесткости ротора, выполняя условия допустимого статического прогиба ротора и возникающих в нем напряжений при мощности турбины свыше 60 МВт путем сокращения осевого размера, упрощенного по сравнению с прямоточной схемой движения пара в цилиндре, переднего концевого уплотнения, которое уменьшает утечки пара НД против ВД в прямоточной схеме, а также сокращения до размеров паровпуска ВД осевого размера промежуточного уплотнения, которое уменьшает утечки пара ВД в камеру перед ступенями ЧСД с давлением НД близким к 1,3-1,5 МПа вместо часто 0,6-0,7 МПа, что позволяет сократить утечки при одной и той же длине промежуточного уплотнения и зазоре между промежуточным уплотнением и ротором;

- простота в осуществлении экономически оптимальных ступеней части среднего давления вне внутреннего корпуса;

- улучшение маневренности турбины за счет сокращения времени прогрева внутреннего корпуса, в связи с уменьшением его длины и толщины, уменьшения разницы между температурой пара, проходящего ступени части высокого давления внутри корпуса, и температурой пара его омывающего в камере межкорпусного пространства;

- возможность выполнить отбор пара на производственные нужды с параметрами контура НД как непосредственно с КУ, так и при необходимости большего расхода из межкорпусного пространства цилиндра паровой турбины. В корпусе цилиндра предусмотрен патрубок для возможности организации нерегулируемого отбора пара на производство из межкорпусного пространства. Также может быть организован регулируемый отбор пара с установкой поворотной цилиндрической регулирующей диафрагмы перед 13 ступенью, для выполнения которой не потребуется дополнительное осевое расстояние, что также позволяет не увеличивать осевое расстояние между подшипниками;

- обеспечение оптимальной разгрузки осевого усилия от лопаток в ступенях части высокого давления и лопаток в ступенях части среднего давления, промежуточного отсека между отопительными отборами и части низкого давления.

Верхний отопительный отбор пара организован из камеры за 17-й ступенью, а нижний – за 19-й ступенью турбины. Таким образом, в одноцилиндровой турбине организовано две ступени отборов пара на отопление, позволяющие покрывать максимальную тепловую нагрузку в 587 ГДж/час (140 Гкал/час). Из части низкого давления пар поступает в конденсатор поверхностного типа, присоединяемый к выхлопному патрубку турбины путем приварки на монтаже. Выхлопная часть турбины унифицирована с выхлопной частью турбины ПТ-90/125-130/10-2.

Регулирование давления в камере отбора на ПСГ-2 при двухступенчатом подогреве сетевой воды и давление в отборе пара на ПСГ-1 при одноступенчатом подогреве сетевой воды осуществляется регулирующей диафрагмой 20 ступени.

Все концевые и диафрагменные уплотнения ступеней 1-17 сотовые, ступеней 18-21 – лабиринтовые. Надбандажные уплотнения 1-12 ступеней сотовые,

13-17 ступеней радиальные – многогребенчатые, ступени 18-21 не имеют надбандажных уплотнений. Необходимость установки многогребенчатых уплотнений вызвана увеличенными значениями относительных перемещений ротора, что свойственно турбинам описываемой конструкции. Для исключения подсосов пара внутри ступени в рабочие лопатки на дисках 1-11 ступеней выполнено аксиальное многогребенчатое уплотнение (рис. 8.41), размещенное на диске со стороны выхода пара ниже пароразгрузочных отверстий. Конструкция масляного уплотнения представлена на рис. 8.42.

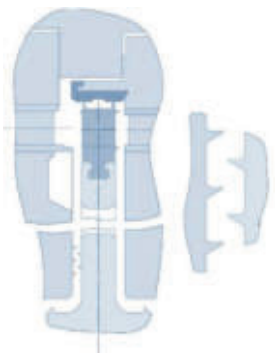


Рис. 8.41. Межступенчатые уплотнительные усики на дисках ступеней ЧВД турбины Т-63/76-8,8

Опорно-упорный вкладыш размещен в корпусе переднего подшипника, задний опорный вкладыш турбины и передний опорный вкладыш генератора размешены в корпусе подшипника, встроенного в конструкцию выхлопного патрубка. Все вкладыши в основном унифицированы с вкладышами, примененными в турбинах ПТ-30/35-90, Т-50/60-8,8 и К-63-8,8. Однако, в отличие о названных турбин, в турбине Т-63/76-8,8 на некоторых режимах возможно изменение направление осевого усилия – в сторону регулятора в отличие от нормального, направленного в сторону генератора. Для восприятия этого усилия ранее примененное кольцо с установочными колодками заменено другим кольцом – с увеличенной поверхностью упорных колодок и подводом к ним масла, которое берется из расточки обоймы опорно-упорного подшипника и подается во вкладыш гибкими металлическими трубами. Такие трубы не передают на вкладыш никакие силы или перемещения, которые могут возникнуть в этой паре деталей.

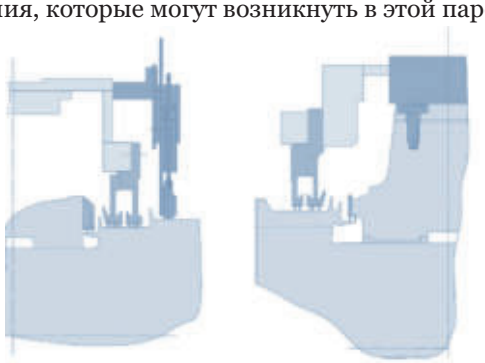


Рис. 8.42. Конструкция масляного уплотнения турбины Т-63/76-8,8

Основные показатели турбины Т-63/76-8,8 на гарантийных режимах представлены в табл. 8.12, турбины КТ-63-7,7 в табл. 8.13.

Таблица 8.12

Характеристики паровой турбины Т-63/76-8,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность	МВт	63/76
2	Начальное давление пара ВД	МПа	8,80/8,85
3	Начальная температура пара ВД	°С	503/518
4	Расход свежего пара ВД	т/ч	237/233
5	Начальное давление пара НД	МПа	1,4
6	Начальная температура пара НД	°С	296/299
7	Расход свежего пара НД	т/ч	35/32,5
8	Давление пара в верхнем отопительном отборе	МПа	0,06-0,25
9	Давление пара в нижнем отопительном отборе	МПа	0,05-0,20
10	Тепловая нагрузка отопительная	Гкал/ч	90
11	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	660
12	Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	20
13	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	13 500

Таблица 8.13

Характеристики паровой турбины КТ-63-7,7

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность	МВт	46,9/63,9
2	Начальное давление пара ВД	МПа	7,05/7,17
3	Начальная температура пара ВД	°С	466/476
4	Расход свежего пара ВД	т/ч	204
5	Начальное давление пара НД	МПа	1,13
6	Начальная температура пара НД	°С	274
7	Расход свежего пара НД	т/ч	43/39
8	Давление пара в верхнем отопительном отборе	МПа	0,06-0,25
9	Давление пара в нижнем отопительном отборе	МПа	0,05-0,20
10	Тепловая нагрузка отопительная	Гкал/ч	126
11	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	660
12	Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	°С	12/15
13	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	13 500

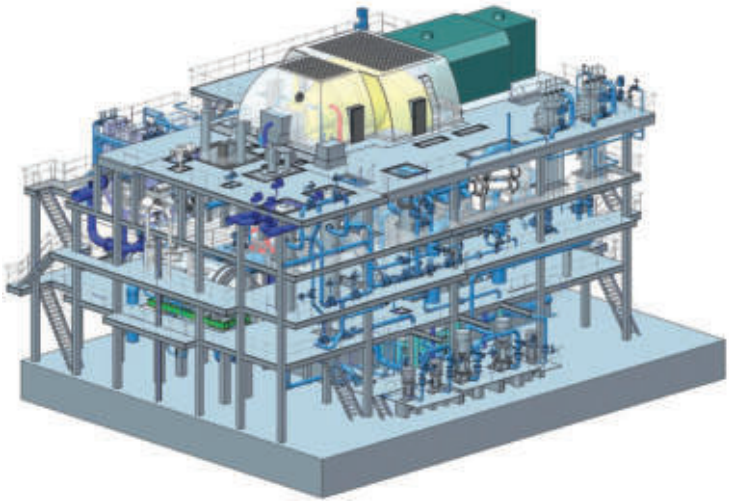


Рис. 8.43. Общий вид компоновки Т-63/76-8,8

Фикс-пункт турбины расположен на передних лапах выхлопного патрубка. Наружный корпус опирается передними лапами на стойки-опоры фундаментной рамы переднего подшипника через подушки скольжения (одна на лапе, другая на стойке), а средними и задними лапами – на литые фундаментные рамы, закрепленные непосредственно на закладных элементах фундамента. Тепловое перемещение цилиндра передается корпусу переднего подшипника поперечными шпонками, размещенными между площадками корпуса и лапами цилиндра.

Внешний вид турбины в обшивке и компоновка турбоустановки представлены на рис. 8.43. Принципиальная тепловая схема представлена на рис. 8.44.

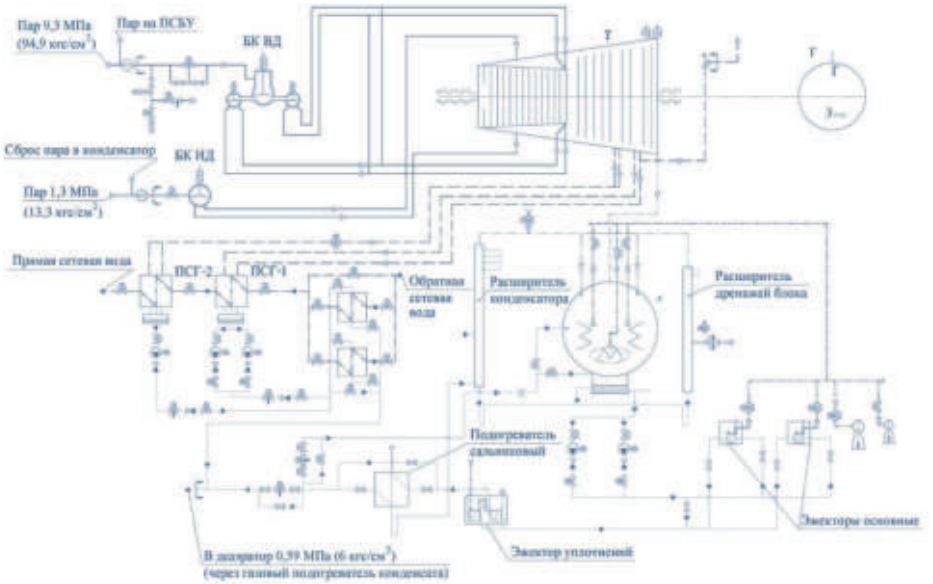


Рис. 8.44. Принципиальная тепловая схема турбины Т-63/76-8,8

8.8.5. Паровая турбина Т-113/145-12,4

Теплофикационная паровая турбина предназначена для работы в составе трехконтурной парогазовой установки с промежуточным перегревом пара. Головной образец такой турбины введен в эксплуатацию в марте 2012 года на Краснодарской ТЭЦ. В состав ПГУ также входит газовая турбина фирмы Mitsubishi Heavy Ind. M701 F4 номинальной мощностью 303,4 МВт и КУ производства ОАО «ЭМАльянс», выполненный по проекту фирмы A&E (Чехия-Австрия).

Турбина Т-113/145-12,4 без существенного изменения конструкции может работать в составе ПГУ с другими газовыми турбинами, например, 9001H или PG9351 FA производства General Electric, современными газовыми турбинами производства Mitsubishi Heavy Ind. серий «H» и «J» мощностью от 280 до 350 МВт, а также современными газовыми турбинами SGT5-8000H мощностью 375 МВт производства Siemens и GT-26 мощностью 289 МВт производства Alstom.

Турбина представляет собой трехцилиндровый агрегат (рис. 8.45) и отличается значительной новизной конструкций цилиндров турбины, что обусловлено, прежде всего, тем, что она проектировалась для работы в составе трехконтурной ПГУ, а также высокими параметрами пара ВД.

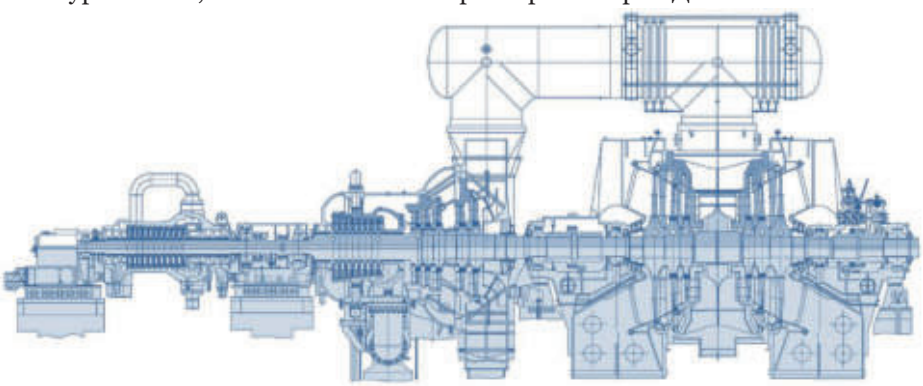


Рис. 8.45. Продольный разрез паровой турбины Т-113/145-12,4

Пар ВД от КУ к турбине подводится через БК, состоящего из СК с автозатвором и двух РК, управляемых своими сервомоторами, а затем к корпусу ЦВД четырьмя трубопроводами, симметрично по два снизу и по два сверху. Аэродинамическая конфигурация паровых коробок и клапанных пар СК и РК аналогичны БК турбины Т-53/67-8,0. На конструктивное исполнение корпуса и фланцевых соединений крышек и корпуса наложило отпечаток относительно высокое давление пара ВД, которое составляет 12,4 МПа. Более высокое давление пара и больший его расход потребовали применения соединительных патрубков между стопорным и регулирующими клапанами и виде диффузоров, что было установлено математическим моделированием паровых потоков внутри блока.

В ЦВД применено дроссельное парораспределение, что является общепринятым решением для паровых турбин, работающих в составе ПГУ на скользящих параметрах пара. В ЦВД расположено 11 ступеней давления с диаметром корня рабочих лопаток 800 мм. Диски ступеней откованы заодно с валом. Ступени 1-11 снабжены высокоэкономичными надбандажными уплотнениями.

ЦВД выполнен двухкорпусным с прямоточной схемой движения пара. Первые две ступени ЦВД расположены во внутреннем корпусе. Остальные 9 ступеней в наружном. Наружный корпус ЦВД выполнен на базе отливки турбины Т-110/120-130-5МО, корпус которой отличается от серийных турбин типа Т-100/110-130 и обладает повышенными характеристиками надежности и маневренности, а также сниженной металлоемкостью. Необходимость установки внутреннего корпуса обусловлена тем, что использование однокорпусной конструкции создает трудность обеспечения плотности фланцевого соединения горизонтального разъема при пониженной прочности из-за высоких температур пара в камере паровпуска (p = 11,9 МПа и температуры t = 557 °С). Применение внутреннего корпуса позволило не только решить задачи обеспечения плотности и прочности корпуса, но и сохранить высокие маневренные характеристики ЦВД в целом за счет уменьшения толщин стенок корпуса и сечения фланцев.

Внутренней корпус оригинальной конструкции (рис. 8.46) выполнен сборным с целью обеспечения технологичности отливки и плотности конструкции. Он состоит из литой части, которая включает в себя верхнюю образующую корпуса, паровпускные патрубки и фланцы горизонтального разъема, и кованой части, которая представляет собой нижнюю образующую корпуса. Основная особенность конструкции заключается в том, что предусмотрена затяжка горизонтального разъема внутреннего цилиндра не только его наружной (литой части), но и внутренней (кованой) части, что, в свою очередь, обеспечивает плотность внутреннего корпуса, то есть исключает протечки пара по горизонтальному разъему. Крепеж внутренней части устанавливается со стороны парового пространства в специальных «карманах». Плотность соединения наружной и внутренней оболочек по гребням вертикальных опорных поверхностей создается деформацией внутренней оболочки и диафрагмы первой ступени. Внутренний корпус устанавливается боковыми и передними опорными лапами на опоры, приваренные к внутренней поверхности наружного корпуса цилиндра. Относительно продольной оси турбины цилиндр удерживается двумя продольными шпонками в нижней половине корпуса и одной шпонкой в верхней половине, относительно поперечной оси, совпадающей с осью паровпуска, цилиндр удерживается поперечными шпонками на правой и левой боковых опорных лапах.

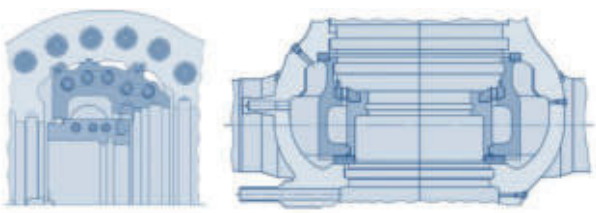


Рис. 8.46. Сборные внутренние корпуса ЦВД и ЦСД

Пар поступает в ЦВД через патрубки наружного и внутреннего корпусов, уплотненными разрезными пружинными кольцами, из контура ВД котла-утилизатора через блок клапанов ВД.

Пар из ЦВД направляется в КУ на промежуточный перегрев. В «холодной» нитке промперегрева он смешивается с паром контура СД и, пройдя поверхности

промперегрева, поступает в цилиндр среднего давления через два БК СД (рис. 8.47), которые унифицированы с блоками клапанов ЦСД турбины Т-250/300-240 (далее Т-250).

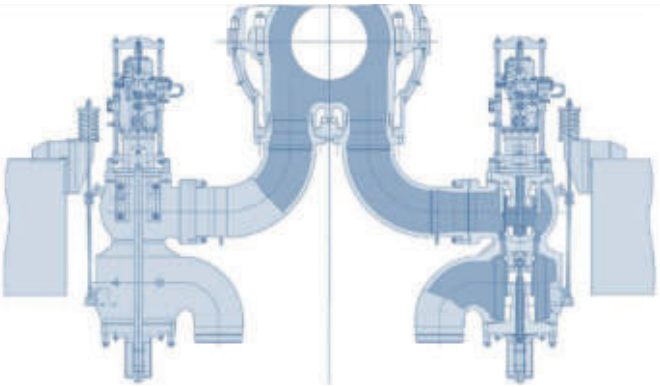


Рис. 8.47. Блоки клапанов промежуточного перегрева

ЦСД выполнен двухкорпусным с петлевой схемой течения пара в проточной части. Анализ результатов решения задачи нестационарной теплопроводности ротора в зоне паровпуска, переднего концевого уплотнения и среднего подшипника при прямоточной схеме течения пара в ЦСД показал возникновение в зоне подшипника недопустимо высоких температур, которые достигали 90 ^{0}С. При такой температуре металла ротора в зоне подшипника невозможно обеспечить рабочую температуру масла в системе смазки и, соответственно, надежную работу подшипников. Поэтому необходимость выполнения петлевой двухкорпусной конструкции продиктована, главным образом, тем, что зона повышенных температур (зона паровпуска) максимально отдаляется от среднего подшипника. Результаты расчета температурного поля ротора ЦСД петлевой конструкции показали, что уровень температур металла в зоне подшипника не превышает 65 ^{0}С. К тому же, такая схема течения пара снижает осевую разность температур между зонами переднего концевого уплотнения и ближайшей к нему ступенью, что снижает уровень температурных напряжений.

Внутренний корпус ЦСД сварно-литой. Принципиально конструктивные решения, использованные во внутреннем корпусе ЦСД, аналогичны описанным выше для внутреннего корпуса ЦВД. Внутренний корпус ЦСД – сборный, состоящий из сварно-литой верхней образующей корпуса с патрубками и фланцами горизонтального разъема и литой нижней образующей. Предусмотрена обтяжка горизонтального разъема внешней и внутренней его частей. Во внутреннем корпусе расположены ступени 12-19.

Наружный корпус – сварной, его передняя торцевая стенка выполнена из штампованного эллиптического днища. В наружном корпусе размещены две литые обоймы, в которых установлены пять диафрагм ступеней 20-24. Оболочка корпуса над обоймами тоже выполнена из эллиптического штампованного днища и заканчивается фланцем вертикального разъема, которым к внешнему корпусу присоединена сварная выхлопная часть ЦСД. Опирание внутреннего корпуса на наружный и центровка внутреннего корпуса относительно продольной и поперечной осей выполнены аналогично внутреннему корпусу ЦВД.

В межкорпусное пространство подается пар контура НД. На трубопроводе подвода пара НД установлены БК НД, унифицированные с БК НД турбины Т-53/67-8,0.

Отбор пара на ПСГ-2 осуществлен после 22-ой ступени и на ПСГ-1 – после 24-ой ступени.

Из ЦСД пар двумя перепускными трубами диаметром 1600 мм подается в сварной ЦНД, состоящий из средней части и двух выхлопных патрубков, присоединенных к паровпускным патрубкам двух конденсаторов. Раздачу пара в правый и левый потоки обеспечивает обтекатель, выполняющий одновременно роль стяжки между регулирующими диафрагмами каждого потока.

ЦНД выполнен двухпоточным, в каждом потоке расположено по три ступени: регулирующая ступень ЧНД и две ступени давления, унифицированные со ступенями турбины Т-250. Выхлопные части ЦНД по конструкции унифицированы с выхлопными частями турбины Т-250. Средняя часть ЦНД, в отличие от турбины Т-250, выполнена однокорпусной, что позволило снизить металлоемкость конструкции.

Для охлаждения последних ступеней на режимах теплового графика в турбине Т-113/145-12,4 реализована система охлаждения ЦНД.

Турбина снабжена системой охлаждения выхлопа ЦНД. Пар на систему охлаждения подается из барабана НД КУ в камеры, расположенные с каждой стороны выхлопной части ЦНД и далее через щели на охлаждение рабочих лопаток последних ступеней и предотвращение попадания влажного пара из конденсатора на выходные кромки лопаток и их эрозионного износа. Перепад по щелям должен быть с критическим или сверхкритическим истечением. Для этого давление в камерах поддерживается задвижками, установленными на трубопроводах подвода пара к последним.

По расчетным данным для охлаждения ЦНД требуется около 10 т/ч пара. Для уменьшения протечек пара из ЦСД в ЦНД регулирующие диафрагмы ЦНД выполнены плотными, поэтому величина протечек пара не превышает 7 т/ч.

Все концевые уплотнения ЦВД, ЦСД и ЦНД сотовые, промежуточные уплотнения ЦВД и диафрагменные уплотнения 12-19 ступеней также сотовые, а с 20 по 24 ступени – лабиринтового типа. Диафрагменные уплотнения ЦНД прямоточные со сдвоенными уплотнительными усиками. Надбандажные уплотнения 1-3 ступеней осерадиальные, с 4 по 19 ступень – сотовые, с 20 по 23 ступени – радиальные. Рабочие лопатки НД не имеют надбандажных уплотнений.

Турбина может работать как при двухступенчатом подогреве сетевой воды с диапазоном давлений пара в верхнем отопительном отборе 0,059-0,245 МПа, так и с одноступенчатым подогревом с диапазоном давлений пара 0,059-0,196 МПа.

Фикспункт турбины образован поперечными шпонками, расположенными на боковых опорных рамах выхлопного патрубка ЦНД со стороны регулятора.

Основные показатели турбины на ряде гарантийных режимов представлены в табл. 8.14.

Таблица 8.14

Характеристики паровой турбины Т-113/145-12,4

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение ном./конд. режим
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	113/145
2	Начальное давление пара ВД	МПа	12,35/12,0
3	Начальная температура пара ВД	°С	556/564
4	Расход свежего пара ВД	т/ч	317/307
5	Начальное давление пара СД	МПа	2,94
6	Начальная температура пара СД	°С	551/559
7	Расход свежего пара СД	т/ч	366/353
8	Начальное давление пара НД	МПа	0,475
9	Начальная температура пара НД	°С	257/250
10	Расход свежего пара НД	т/ч	31,1/41,1
11	Давление пара в верхнем отопительном отборе	МПа	0,06-0,25
12	Давление пара в нижнем отопительном отборе	МПа	0,05-0,20
13	Тепловая нагрузка отопительная	Гкал/ч	220
14	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	940
15	Температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы	°С	12/15
16	Расход охлаждающей воды через конденсаторы	м³/ч	27 000

Внешний вид турбины в обшивке и компоновка турбоустановки представлены на рис. 8.48. Принципиальная тепловая схема представлена на рис. 8.49.

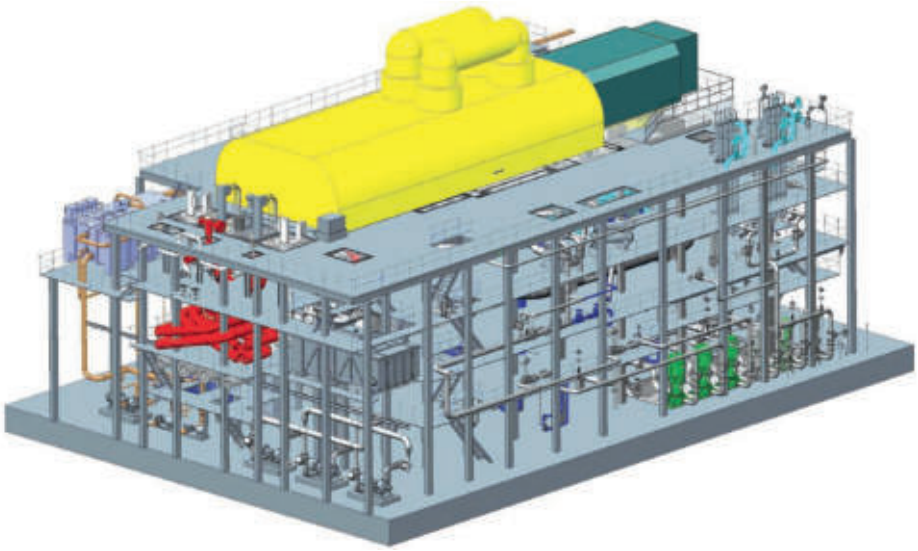


Рис. 8.48. Общий вид компоновки Т-113/145-12,4

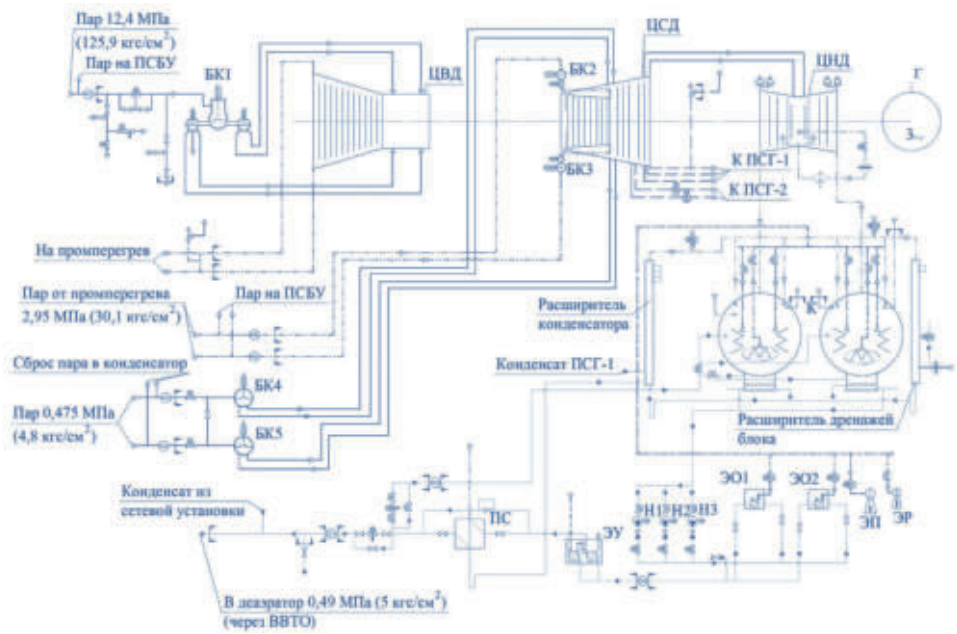


Рис. 8.49. Принципиальная тепловая схема турбины Т-113/145-12,4

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 8

1. Приведите примеры паровых турбин производства УТЗ, объединенных следующим конструктивным признаком: одноцилиндровые, двухкорпусные, с петлевой схемой движения пара в проточной части и дроссельным парораспределением.
2. Перечислите основные конструктивные особенности семейства паровых турбин типа Т-120-130.
3. Приведите примеры паровых турбин производства УТЗ, объединенных следующим конструктивным признаком: одноцилиндровые с сопловым парораспределением, с прямоточной схемой движения пара в цилиндре.
4. Приведите примеры паровых турбин производства УТЗ с осевым выхлопным патрубком, в чем заключатся особенности компоновочных решений паровых турбин данного типа.
5. Какая паровая турбина разработана УТЗ на замену отработавших парковый ресурс паровых турбин К-150-130 ХТГЗ?
6. Назовите тип самой мощной теплофикационной паровой турбины, работающую на сверхкритических параметрах пара.
7. Перечислите типы приключенных паровых турбин производства УТЗ.
8. Назовите тип паровой турбины УТЗ, работающей в составе трехконтурной парогазовой установки с котлом-утилизатором.

ГЛАВА 9. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

9.1. Общие сведения

Производство турбинного оборудования средней и большой мощности компании АО «Силовые машины» сосредоточено на «Ленинградском Металлическом заводе» (ЛМЗ).

Технико-экономические показатели выпускаемых турбин по характеристикам проточных частей находятся на уровне ведущих мировых производителей. Многолетний опыт эксплуатации турбин позволяет обеспечить их работоспособность в течение более 40 лет и межремонтный период не менее 6 лет.

Высокие показатели экономичности и надежности паровых турбин компании «Силовые машины» обеспечиваются за счет реализации следующих мероприятий:

- внедрения современных прогрессивных методов проектирования, а также технологий и оборудования от ведущих российских и мировых производителей;
- трехмерного профилирования рабочих и направляющих лопаток;
- оптимизации паровпусков, отборов и выхлопов CFD-методами;
- применения новых усовершенствованных конструкции уплотнений;
- проектирования плавных меридиальных обводов проточной части;
- проведения аэродинамических экспериментальных испытаний лопаток и элементов проточных частей, подтверждающих как их надежность, так и эффективность;
- проведение поверочных расчетов элементов проточных частей CFD-методами.

Снижение потерь достигается применением высокоэкономичного облопачивания, современных типов уплотнений, развитого влагоудаления в конструкции проточной части низкого давления, а также развитой системы регенеративных подогревателей.

Рабочие лопатки всех ступеней выполняются с цельнофрезерованными бандажами, что повышает надежность и эксплуатационные характеристики ступеней. Специалистами ЛМЗ разработаны и внедрены новые типы высокоэффективных уплотнений, которые позволяют уменьшить радиальные зазоры рабочих лопаток и обеспечить снижение протечек. Внедрение этих уплотнений на турбинах для АЭС позволило повысить их экономичность, улучшить маневренные характеристики. Меридиональное профилирование позволило повысить экономичность и существенно снизить эрозионные повреждения лопаточного аппарата.

Типы паровых турбин, выпускаемых ЛМЗ, представлены в табл. 9.1. Ниже представлено описание конструкции основных типов паровых турбин, выпускаемых ЛМЗ, для тепловых электрических станций.

Таблица 9.1

Типы паровых турбины ЛМЗ

Тип турбины	Маркировка		
Конденсационные	К-40-62	К-55-6,8 МСЗ	К-55-8,8
	К-100-90	К-130-12,8	К-110-140
	К-165-130	К-180-8,0	К-200-181
	К-210-130	К-215/130	К-225-12,8
	К-225-162	К-300-170	К-300-170-1Р
	К-330-240	К-500-166	К-500-240
	К-660-247	К-800-240	К-1200-240
Конденсационные с теплофикационным отбором	КТ-115-8,8	КТ-120/140-12,8	ТК-330-240
Теплофикационные	Т-25-3,4	Т-30-2,9	Т-50-8,8
	Т-60-112	Т-115-8,8	Т-120/140-12,8
	Т-130/160-12,8	Т-140-145	Т-180/210-130-1
	Т-180/215-130-2	Т-185/220-12,8-1	
Теплофикационные с производственным отбором	ПТ-30-2,9-2	ПТ-30-3,4	ПТ-30-8,8
	ПТ-30/40-2,9	ПТ-35/55-3,2	ПТ-40/50-8,8
	ПТ-65/75-8,8	ПТ-65/75-12,8	ПТ-80/100-12,8
Теплофикационные с противодавлением и производственным отбором	ПР-30-2,9	ПТР-30-2,9	ПР-32-8/1,5
Турбины с противодавлением	Р-25-90/30	Р-25-8,8-2	Р-50-8,8/1,0
	Р-50/60-12,8/1,3-2	Р-85-8,8/0,2	
Паровые турбины для ПГУ	К-80-7,0	К-110-6,5	К-130-12,8
	Т-150-7,7	К-160-7,5	

9.2. Конденсационные паровые турбины

9.2.1. Паровая турбина К-40-62

Турбина К-40-62 – паровая конденсационная, номинальной мощностью 40 МВт, с частотой вращения 50 $с^{-1}$ (3000 об/мин), предназначена для непосредственного привода генератора типа Т-40-2/11Т3, монтируемого на общем фундаменте с турбиной.

Турбина представляет собой одноцилиндровый, одновальный агрегат, поставляемый на фундаментной раме, которая монтируется на общем фундаменте с генератором.

Свежий пар от котла подводится к отдельно стоящей паровой коробке, в которой находится стопорный клапан. После СК пар по перепускным трубам поступает к регулирующим клапанам, а затем в цилиндр турбины.

Регулирующие клапаны расположены в паровых коробках, приваренных к корпусу цилиндра, по две коробки на нижней и верхней половинах цилиндра.

Клапаны № 3 и № 4 – в верхней половине, № 1 и № 2 – в нижней половине цилиндра.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Сегменты сопел первой (регулирующей) ступени установлены в сопловых коробках. Пар, пройдя регулирующую ступень и девятнадцать промежуточных ступеней давления, попадает в конденсатор.

Цилиндр состоит из двух частей. Передняя – литая часть, и задняя выхлопная часть – сварная из листовой стали. Обе части соединены вертикальным разъемом.

Диафрагмы проточной части цилиндра установлены в пяти обоймах диафрагм. Все диафрагмы – стальные, сварные. В козырьках диафрагм со 2 по 20 ступени установлены надбандажные уплотнения. Надбандажные уплотнения регулирующей ступени установлены в козырьке обоймы диафрагм № 1.

Диафрагменные уплотнения выполнены в виде рядов ступенчатых выточек на роторе. В расточках диафрагм установлены уплотнительные сегменты диафрагменных уплотнений.

К выхлопному патрубку цилиндра приварен конденсатор.

Передняя часть цилиндра турбины своими опорными поверхностями опирается на поперечные шпонки, установленные на корпусе переднего подшипника. Положение цилиндра турбины относительно корпуса переднего подшипника фиксируется вертикальной и поперечными шпонками.

Корпус переднего подшипника и выхлопная часть цилиндра турбины опираются на фундаментную раму. Продольные шпонки, установленные на фундаментной раме, фиксируют цилиндр турбины в поперечном направлении.

Фикс-пункт цилиндра турбины находится в задней части фундаментной рамы; продольная ось шпонок фикс-пункта совпадает с поперечной осью вкладыша переднего подшипника генератора.

Тепловое расширение цилиндра турбины происходит в сторону переднего подшипника; при этом корпус переднего подшипника свободно перемещается по фундаментной раме в продольном направлении.

Ротор турбины – цельнокованый из хромомолибденованадиевой стали. Диск регулирующей ступени, диски рабочих колес всех ступеней давления и фланец полумуфты со стороны ротора генератора откованы заодно целое с валом.

Рабочие лопатки РТ с 1 по 18 ступень имеют цельнофрезерованные бандажи; рабочие лопатки 19 и 20 ступеней имеют по два ряда демпферных связей.

Переднее и заднее концевые уплотнения цилиндра выполнены в виде рядов ступенчатых выточек на роторе турбины. Уплотнительные сегменты установлены в обоймах концевых уплотнений.

Ротор турбины – гибкий, т. е. рабочая скорость вращения превышает первую критическую скорость вращения РТ. Ротора турбины и генератора соединяются жесткой муфтой. Направление вращения роторов – по часовой стрелке, если смотреть со стороны переднего подшипника на генератор.

Ротор турбины опирается на два вкладыша. В корпусе переднего подшипника расположен передний упорно-опорный вкладыш, Ø 270 мм, служащий фикс-пунктом роторов турбины и генератора и организующий их расширение в сторону генератора.

В корпусе переднего подшипника находится ВПУ.

На приливе корпуса переднего подшипника закреплен блок регулирования турбины, в котором расположены узлы регулирования и защиты турбины и датчики искривления, частоты вращения РТ, срабатывания бойков ЗРБ и осевого сдвига ротора турбины.

В картере выхлопной части цилиндра располагаются задний вкладыш турбины, Ø 360 мм, и вкладыш переднего подшипника генератора. В картере выхлопной части установлен датчик разности расширения ротора и цилиндра турбины.

На крышке выхлопной части цилиндра расположен предохранительный клапан мембранного типа, открывающийся при повышении абсолютного давления в выхлопной части цилиндра до 1,2 кгс/см^2.

Турбина имеет три нерегулируемых отбора пара.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.1, 9.2 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Характеристики паровой турбины К-40-62

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	40/42,5
2	Начальное давление пара	МПа	6,1
3	Начальная температура пара	°С	505
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	162
5	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	540
6	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	33
7	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м^3/ч	6800
8	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,04

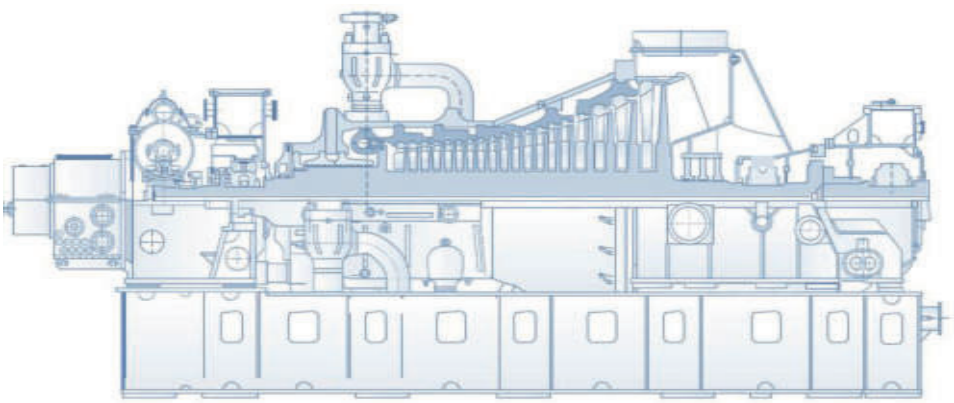


Рис. 9.1 Паровая турбина К-40-62

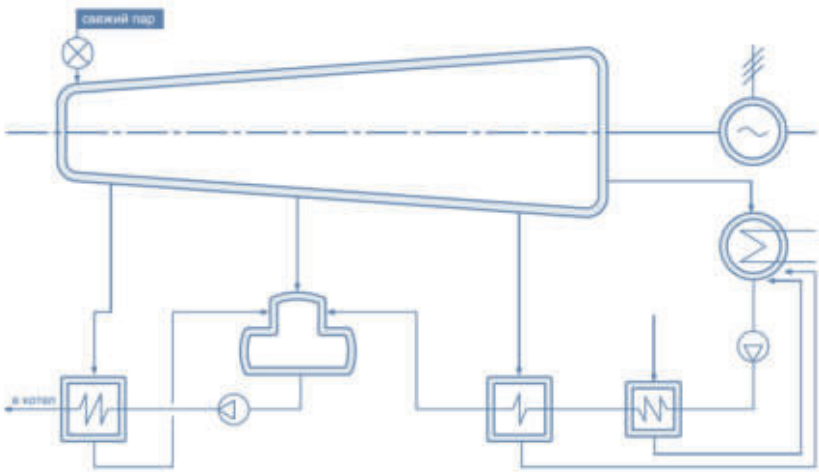


Рис. 9.2. Тепловая схема турбины К-40-62

9.2.2. Паровая турбина К-55-6,8

Конденсационная паровая турбина представляет собой одновальный одноцилиндровый агрегат, соединенный с генератором через редуктор. Турбина спроектирована для мусоросжигательных заводов и имеет осевой выхлоп.

Облопачивание ротора в части высокого давления реактивное; в части среднего и низкого давления – активное.

Турбина поставляется в собранном виде на раме.

Номинальная частота вращения ротора 5442 об/мин. Частота электрического тока 50 Гц, вырабатываемого генератором, достигается за счет применения редуктора, снижающего частоту вращения ротора генератора до 3000 об/мин.

В турбине предусмотрены отборы пара на подогрев воздуха, на тепловые нужды станции (сетевые подогреватели) и регенерацию.

Применены конструктивные мероприятия по активной и пассивной защите элементов турбины от эрозионного повреждения, работающих с влажной средой. В частности, развитая система сепарации и дробления влаги для защиты рабочих лопаток НД от эрозии. В местах возможного скопления влаги в корпусе предусмотрены дренажные отверстия, соединенные с дренажной системой турбоустановки.

Ротор турбины сварной (Р2МА + 26ХН3М2ФА). Ротор турбины опирается на два вкладыша – опорно-упорный, расположенный в переднем подшипнике, и опорный, расположенный во встроенном в выхлопную часть цилиндра заднем подшипнике. Вкладыши стальные и заливаются баббитом марки Б83. Контроль температуры баббита производится термометрами сопротивления.

Корпуса подшипников имеют сварную конструкцию, изготавливаются из углеродистой стали и обладают высокой жесткостью для восприятия нагрузок при эксплуатации турбины.

Отсутствие утечек масла из корпусов подшипников обеспечивается установкой многокамерных маслозащитных колец и отсосом паров воздушно-масляной смеси из камер подшипников специальными вентиляторами.

Для отвода статического электричества в районе переднего подшипника предусмотрены токосъемные щетки

Концевые уплотнения турбины – лабиринтного типа, в первом отсеке применяются обычные уплотнительные кольца, а также кольца с щеточными вставками.

Применение надбандажных высокоэффективных металлокерамических уплотнений обеспечивает повышенные показатели экономичности.

Турбина снабжена валоповоротным устройством (ВПУ). ВПУ обеспечивает вращение ротора для равномерного прогрева (при пуске) и равномерного остывания (при останове турбины) с целью предотвращения искривления роторов. ВПУ обеспечивает вращение валопровода со скоростью ~4 об/мин.

Турбина спроектирована для работы с воздушным конденсатором.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.3, 9.4 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.3.

Таблица 9.3

Характеристики паровой турбины К-55-6,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	57 / 59,1
2	Начальное давление пара	МПа	6,8
3	Начальная температура пара	°С	428
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	225,5
5	Номинальная/максимальная суммарная тепловая мощность на подогрев воздуха	МВт	9,9 / 10,4
6	Максимальная мощность тепловых нужд здания (отбор на сетевой подогреватель)	МВт	12,9
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	552

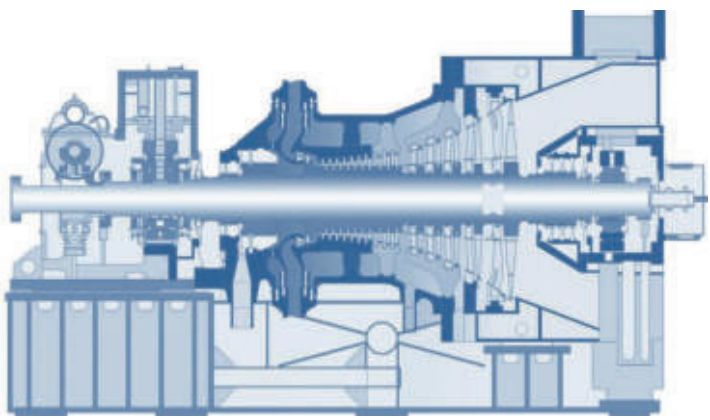


Рис. 9.3. Паровая турбина К-55-6,8

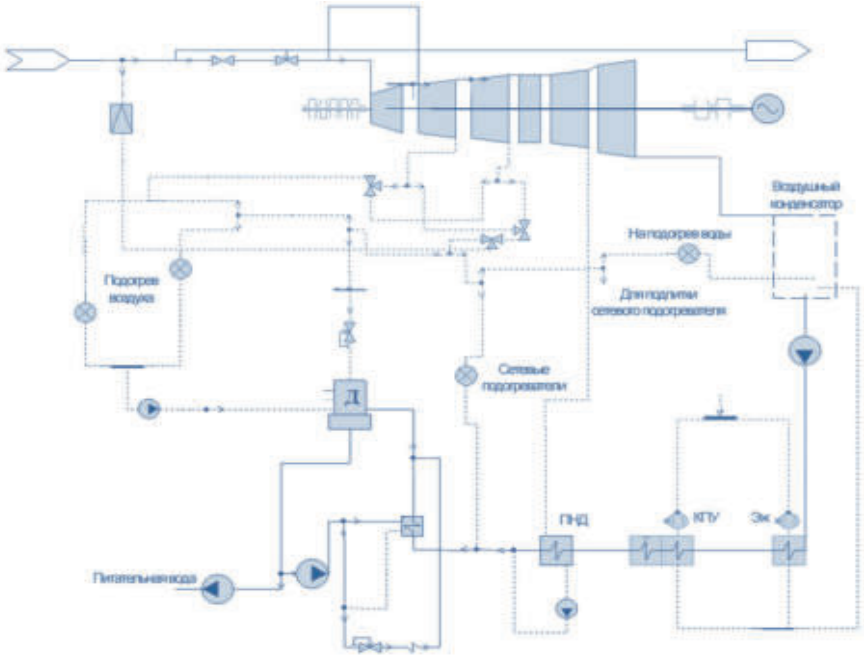


Рис. 9.4. Тепловая схема турбины К-55-6,8

9.2.3. Паровая турбина К-55-8,8

Одноцилиндровая конденсационная паровая турбина с однопоточным выхлопом в конденсатор и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Турбина – современная модификация известной серии турбин ЛМЗ мощностью 50 МВт. Возможен дополнительный нерегулируемый отбор пара на собственные нужды станции. Предусмотрена возможность установки турбины на существующие фундаменты турбин аналогичного класса в случае замены последних по исчерпанию ресурса.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.5, 9.6 соответственно. Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

Характеристики паровой турбины К-55-90

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	55/60
2	Начальное давление пара	МПа	8,8
3	Начальная температура пара	°С	535
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	235
5	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	665
6	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	12
7	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	8000
8	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,045

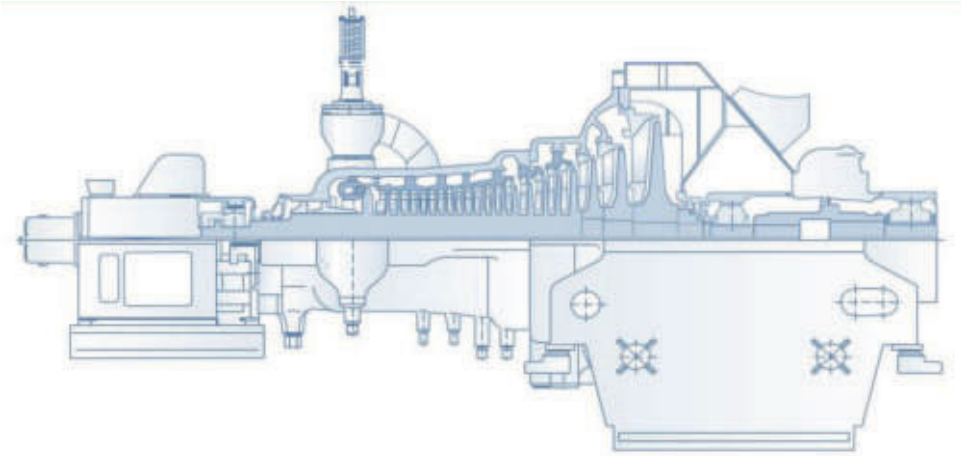


Рис. 9.5. Паровая турбина К-55-90

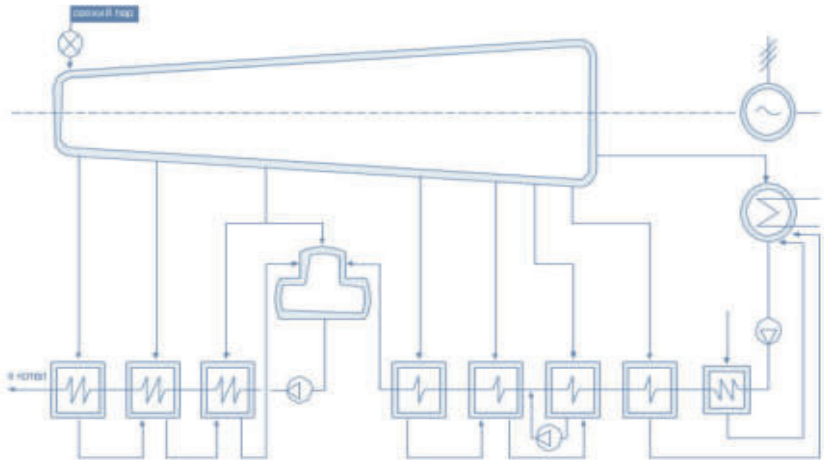


Рис. 9.6. Тепловая схема турбины К-55-90

9.2.4. Паровая турбина К-100-90

Двухцилиндровая конденсационная турбина с двухпоточным выхлопом в конденсатор и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Турбина – современная модификация известной серии турбин ЛМЗ мощностью 100 МВт. Турбина может быть модифицирована в соответствии с потребностями конкретного заказчика, в частности с организацией нерегулируемого теплофикационного отбора пара. Предусмотрена установка турбины на существующие фундаменты турбин аналогичного класса в случае замены последних по исчерпанию ресурса с максимальным использованием существующих строительных конструкций.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.7, 9.8 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.5.

Таблица 9.5

Характеристики паровой турбины К-100-90

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	100/115
2	Начальное давление пара	МПа	8,8
3	Начальная температура пара	°С	535
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	420
5	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	665
6	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	10
7	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	16000
8	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,035

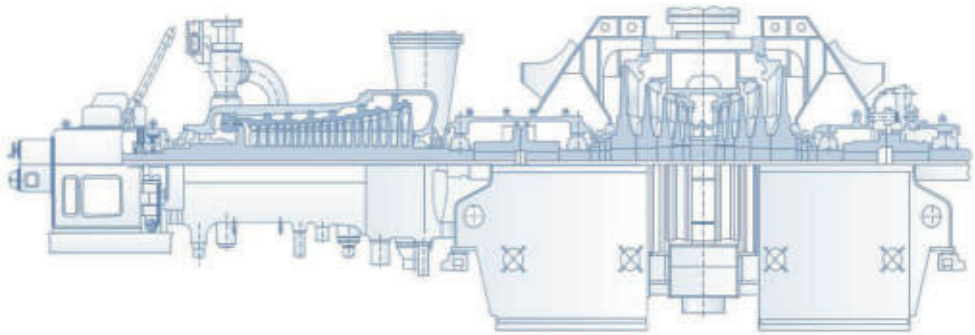


Рис. 9.7. Паровая турбина К-100-90

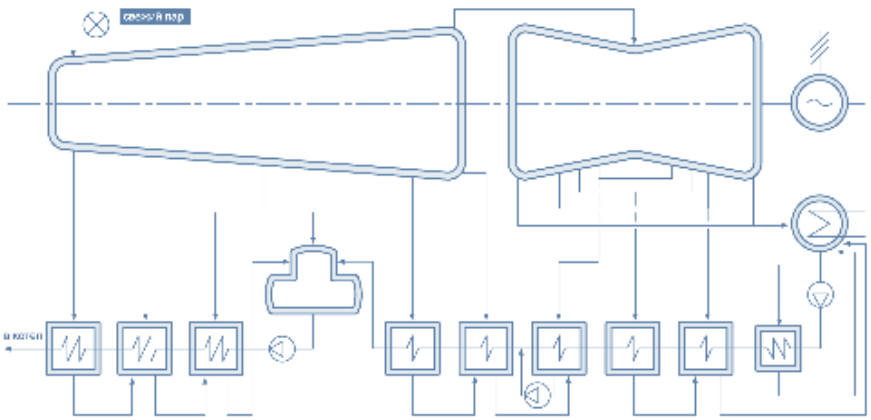


Рис. 9.8. Тепловая схема турбины К-100-90

9.2.5. Паровая турбина К-110-140

Паровая турбина номинальной мощностью 110 МВт с одним промперегревом с частотой вращения 50 с-1 (3000 об/мин) предназначена для замены турбины мощностью 110 МВт производства фирмы «Шкода» с установкой на существующий фундамент.

Турбина одновальная, состоит из трех цилиндров: ЦВД, ЦСД и ЦНД. ЦВД и ЦСД – однопоточные, ЦНД – двухпоточный. Промежуточный перегрев пара осуществляется между ЦВД и ЦСД.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Парораспределение ЦВД выполняется в виде двух блоков, каждый из которых состоит из одного стопорного клапана и двух регулирующих клапанов. Пар в ЦСД поступает через два стопорных и два регулирующих клапана.

Все роторы турбины и генератора соединяются жесткими муфтами. Имеется возможность снятия крышек подшипников и демонтажа каждого из роторов без вскрытия соседних корпусов.

Опорно-упорный подшипник установлен между ЦВД и ЦСД, т. е. со стороны паровпусков в ЦВД и ЦСД. Фикс-пункт турбины расположен на поперечных рамах передней выхлопной части ЦНД. Расширение турбины происходит в сторону переднего подшипника турбины и частично в сторону генератора.

Турбина снабжена валоповоротным устройством (ВПУ), вращающим ротор турбины с частотой 4,0 об/мин. Привод валоповоротного устройства осуществляется электромотором мощностью 30 кВт. ВПУ кулачково-центробежного типа, без шестерен на валу турбины. Конструкция ВПУ предусматривает возможность ручного проворачивания валопровода при включенном гидроподъеме.

Турбина оснащена устройством гидростатического подъема роторов, которое может использоваться как на время раскрутки ротора валоповоротным устройством, так и при вращении ротора валоповоротным устройством или при выбеге ротора после отключения турбины с целью снижения износа баббита вкладышей подшипников, сохранения шеек роторов и снижения пускового момента на электродвигателе ВПУ.

Цилиндр высокого давления турбины выполнен однопоточным. ЦВД имеет два корпуса – внутренний и наружный. Внутренний корпус ЦВД фиксируется относительно наружного системой поперечных и вертикальных шпонок, не препятствующих тепловым расширениям цилиндра.

Соединение патрубков внутреннего и наружного корпусов телескопического типа, уплотнение осуществляется поршневыми кольцами.

Наружный цилиндр четырьмя лапами устанавливается на опорные поверхности переднего и среднего подшипников. Лапы могут свободно скользить по подушкам опор.

Из выхлопа ЦВД осуществляется отбор пара на регенерацию.

ЦСД турбины выполнен однопоточным, одностенным. Паровпуск в ЦСД осуществляется по двум трубам со стороны среднего подшипника в нижней половине цилиндра через два регулирующих клапана. Отбор пара на регенерацию осуществляется за 2, 4, 6 и 9 ступенями ЦСД.

ЦНД – двухпоточный, по пять ступеней в каждом потоке. Паровпуск в ЦНД осуществляется в верхней половине цилиндра двумя трубами. ЦНД имеет наружный и внутренний корпусы сварной конструкции.

Роторы ВД, СД и НД – цельнокованые. Все ступени (за исключением последних ступеней ЦНД) имеют развитые надбандажные уплотнения осерадиального или радиального типа.

Рабочие лопатки ЦВД имеют накладные бандажи, рабочие лопатки ЦСД с 1 по 10 ступень имеют накладные бандажи, а с 11 по 12 ступень – цельнофрезерованные бандажи. Рабочие лопатки ЦНД с 1 по 4 ступень имеют цельнофрезерованные бандажи, рабочие лопатки 5 ступени – без бандажа.

Защита от эрозии рабочих лопаток последней ступени ЦНД осуществляется напайкой стеллитовых пластин специальной формы на входные кромки.

Турбина имеет 8 нерегулируемых отборов пара для подогрева питательной воды в подогревателях низкого и высокого давления и деаэраторе. Предусмотрен дополнительный отбор из холодной линии промперегрева в количестве 20 т/ч (5,556 кг/с).

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.9, 9.10 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.6.

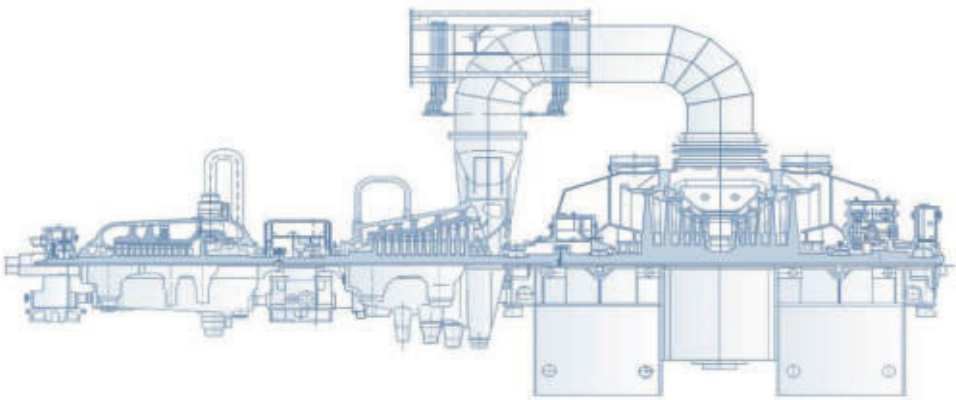


Рис. 9.9. Паровая турбина К-110-140

Таблица 9.6

Характеристики паровой турбины К-110-140

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	110/122
2	Начальное давление пара	МПа	13,70
3	Начальная температура пара	°С	535
4	Давление пара после промперегрева	МПа	2,6
5	Температура пара после промперегрева	°С	535
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	325
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	755
8	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	15
9	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	11500
10	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	–

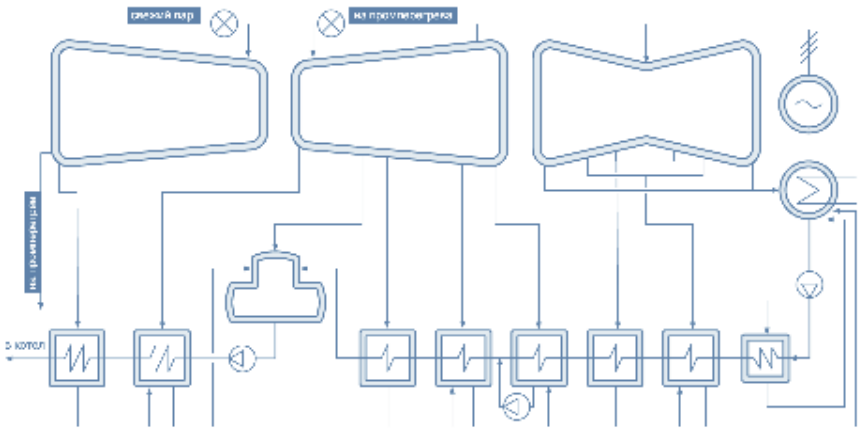


Рис. 9.10. Тепловая схема турбины К-110-140

9.2.6. Паровая турбина К-165-130

Двухцилиндровая конденсационная паровая турбина с промежуточным перегревом и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Турбина спроектирована и изготовлена по заказу ТЭС «Марица-Восток-2» в Болгарии для замены турбин К-150-130 (ХТГЗ), отработавших ресурс. Турбина устанавливается на существующий фундамент с незначительной его реконструкцией. Допускаются дополнительные нерегулируемые отборы пара на собственные нужды станции.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.11, 9.12 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в таблице 9.7.

Таблица 9.7

Характеристики паровой турбины К-165-130

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	168/177
2	Начальное давление пара	МПа	12,8
3	Начальная температура пара	°С	540
4	Давление пара после промперегрева	МПа	2,73
5	Температура пара после промперегрева	°С	540
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	480
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	960
8	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	18
9	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	20000
10	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,05

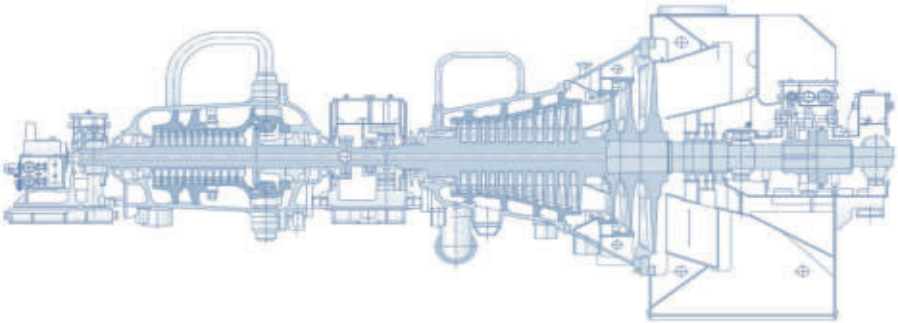


Рис. 9.10. Паровая турбина К-165-130

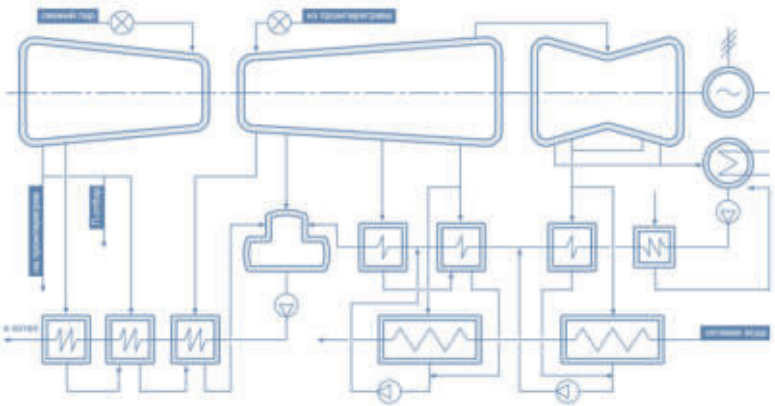


Рис. 9.11. Тепловая схема турбины К-165-130

9.2.7. Семейство паровых турбин типа К-215-130-1(2); К-210-130-8; К-200-181

Трехцилиндровые конденсационные турбины с промежуточным перегревом пара, разработанные на базе турбины К-200-130. Турбина К-215-130-1(2) выпускается в двух модификациях по пусковой схеме: однобайпасная, двухбайпасная. Допускаются дополнительные нерегулируемые отборы пара на собственные нужды станции. Турбина К-210-130-8 разработана для экспорта в регионы с тропическим климатом, поставлена в такие страны, как Индия, Бангладеш, Пакистан, Ирак. Турбина К-200-181 спроектирована по заказу из Финляндии на параметры свежего пара, отличающиеся от принятых в России. Поставлена и успешно эксплуатируется на ТЭС «Кристина» и «Тахколуото».

ЦВД имеет сопловое парораспределение. Свежий пар двумя трубами подводится к стопорному клапану и четырьмя трубами к регулирующим клапанам турбины. Клапаны выполнены разгруженного типа. От регулирующих клапанов пар по четырем трубам подводится к ЦВД. Пройдя левый поток, пар с целью охлаждения внутреннего корпуса и паровпускных штуцеров, а также более быстрого обогрева наружного корпуса, совершает поворот на 180° и направляется в правый поток, пройдя который, отводится в промежуточный перегрев, после чего пар по двум трубам подводится к двум коробкам стопорных клапанов СД, установленным справа и слева от оси турбины. В каждой коробке устанавливается по одному стопорному клапану СД разгруженного типа. От стопорных клапанов пар поступает по четырем трубам к четырем коробкам регулирующих клапанов СД,

в которых установлено по одному регулирующему клапану. Все эти клапаны – разгруженного типа. Пар из паровых коробок поступает в ЦСД. При аварийном закрытии стопорных клапанов ЦСД пар сбрасывается в конденсатор турбины. ЦСД выполнен из двух частей с горизонтальным разъемом: передней – литой и выхлопной – в сварном исполнении, соединенных вертикальным фланцем. Сопловые камеры выполнены заодно с цилиндром. Подвод пара осуществляется в середине цилиндра паровпускными штуцерами. Из выхлопной части ЦСД пар по двум перепускным трубам, которые расположены сверху, поступает в среднюю часть ЦНД, где, разветвляясь на два потока и пройдя проточную часть ЦНД, поступает в конденсаторы.

Фикс-пункт статора расположен на передних лапах задней выхлопной части ЦНД. Расширение ЦВД и ЦСД, переднего выхлопа и средней части ЦНД происходит в сторону переднего подшипника. Задний выхлоп ЦНД расширяется в сторону генератора.

Все роторы турбины гибкие. Ротор высокого давления – цельнокованый. Ротор среднего давления – цельнокованый с четырьмя насадными дисками последних ступеней. Ротор низкого давления – вал с восемью насадными дисками. Роторы ЧВД и ЧСД соединены жестко и установлены на трех опорах. Роторы ЧСД и ЧНД и генератор соединены также жесткими муфтами.

Фикс-пункт роторов турбины расположен в среднем подшипнике, который устанавливается между ЦВД и ЦСД.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.12 и 9.13 соответственно.

Характеристики паровых турбин представлены в табл. 9.8.

Таблица 9.8

Характеристики паровых турбин типа К-215-130-1(2); К-210-130-8; К-200-181

№	Наименование параметра	Ед. изм.	К-215-130-1(2)	К-210-130-8	К-200-181
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	215/220	210/210	200/220
2	Начальное давление пара	МПа	12,8	12,8	17,7
3	Начальная температура пара	°С	540	535	535
4	Давление пара после промперегрева	МПа	2,36	2,41	2,17
5	Температура пара после промперегрева	°С	540	535	535
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	623	640	580
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	765	755	765
8	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	12	30	5
9	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	25000	27500	25000
10	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,036	0,037	0,037

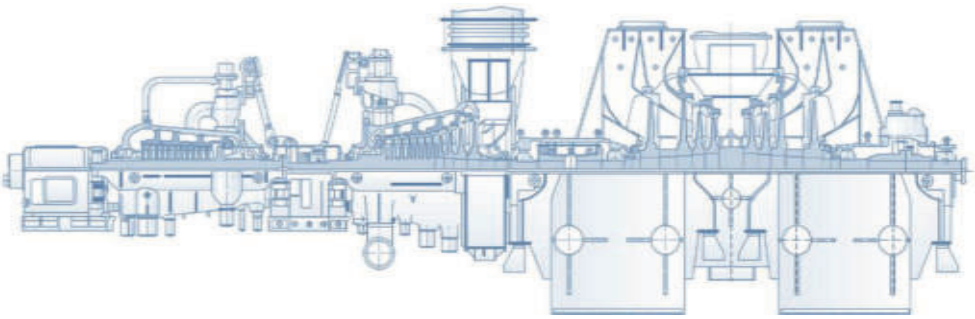
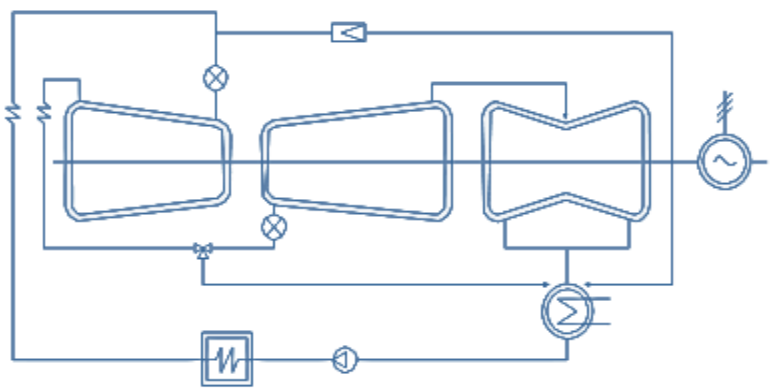
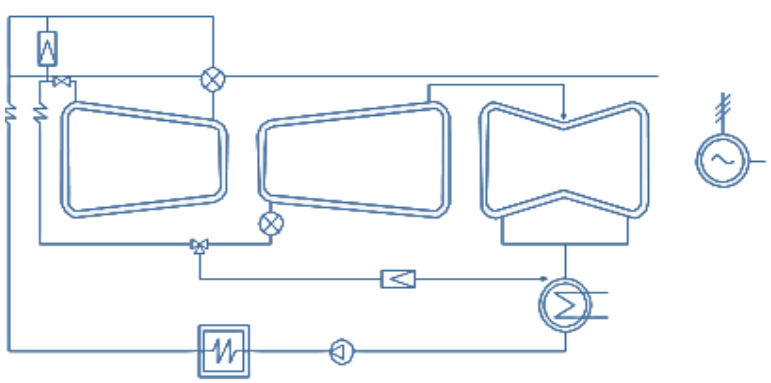


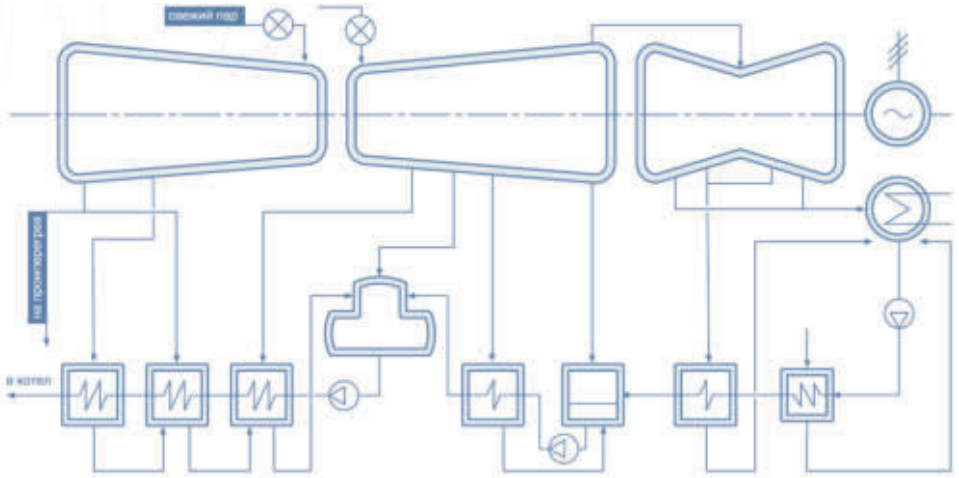
Рис. 9.12. Паровые турбины К-215-130-1(2); К-210-130-8; К-200-181



а



б



в

Рис. 9.13. Двухбайпасная (а), однобайпасная (б) и тепловая схема турбины К-210-130-8 (в)

9.2.8. Паровая турбина типа К-225-12,8

Трехцилиндровая турбина с промежуточным перегревом пара. Турбина нового поколения для данного уровня мощности и параметров пара, современная модификация известной серии турбин типа К-200-130. Применена бездеаэраторная тепловая схема (для турбины К-225-12,8). Допускаются дополнительные нерегулируемые отборы пара на собственные нужды блока. Предусмотрена возможность установки турбины на существующие фундаменты турбин аналогичного класса в случае замены последних с максимальным использованием существующих строительных конструкций. В турбине К-225-12,8-3Р(4Р) использован цилиндр высокого давления с реактивным облопачиванием. Парораспределение – дроссельное. Турбины отличаются оборудованием маслоснабжения системы смазки (К-225-12,8-3Р – с главным масленым насосом и К-225-12,8-4Р – с электронасосом). Турбины предназначены для установки К-225-12,8-3Р на Харанорскую ГРЭС, а К-225-12,8-4Р – на Черепетскую ГРЭС.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.14, 9.15 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.9.

Таблица 9.9

Характеристики паровых турбин К-225-12,8; К-225-12,8-3Р(4Р)

№	Наименование параметра	Ед. изм.	К-225-12,8	К-225-12,8-3Р(4Р)
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	225/230	225/233
2	Начальное давление пара	МПа	12,8	12,8
3	Начальная температура пара	°С	540	561
4	Давление пара после промперегрева	МПа	2,4	2,55
5	Температура пара после промперегрева	°С	540	564
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	540	604,3
7	Температура питательной воды	°С	246	253
8	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	12	12
9	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	27500	27500
10	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	960	960

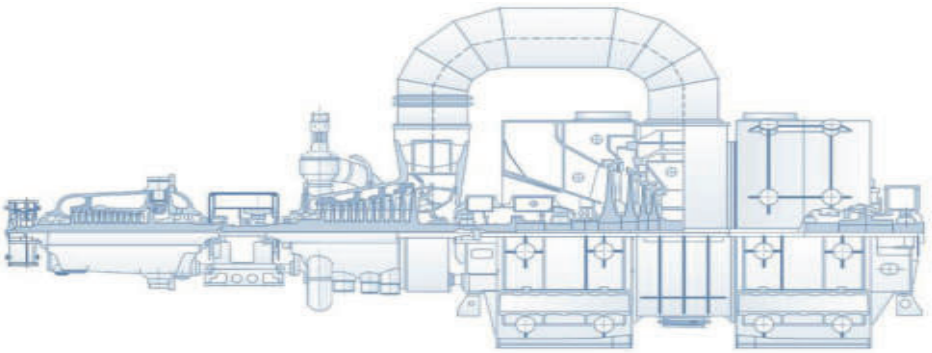


Рис. 9.14. Паровая турбина К-225-12,8

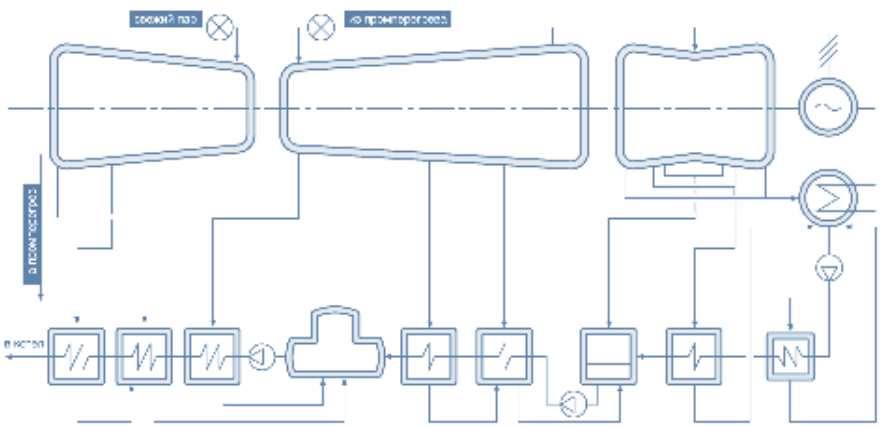


Рис. 9.15. Тепловая схема турбины К-225-12,8-3

9.2.9. Паровая турбина К-255-162

Трехцилиндровая конденсационная паровая турбина с промежуточным перегревом пара и с развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Была спроектирована и изготовлена для ТЭС «Альхолма» (Финляндия) на начальные параметры пара, отличающиеся от принятых в России. В турбине использован цилиндр высокого давления с реактивным облопачиванием. Схемой турбоустановки предусматриваются отборы пара на теплофикацию и регулируемый отбор пара на производство.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.16, 9.17 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в таблице 9.10.

Таблица 9.10

Характеристики паровой турбины К-255-162

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	255/282
2	Начальное давление пара	МПа	16,20
3	Начальная температура пара	°С	540
4	Давление пара после промперегрева	МПа	3,6
5	Температура пара после промперегрева	°С	543
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	700
7	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	216
8	Максимальный отбор пара на производственные нужды	т/ч	200
9	Максимальное давление в производственном отборе	МПа	0,7
10	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	1200
11	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	5
12	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	27500
13	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,03

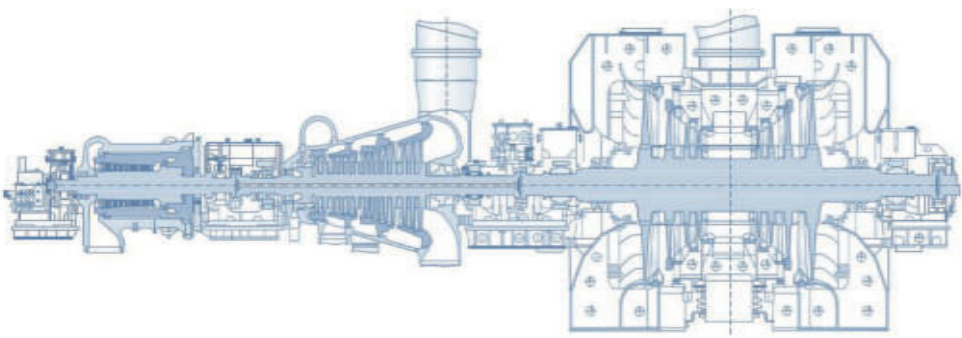


Рис. 9.16. Паровая турбина К-255-162

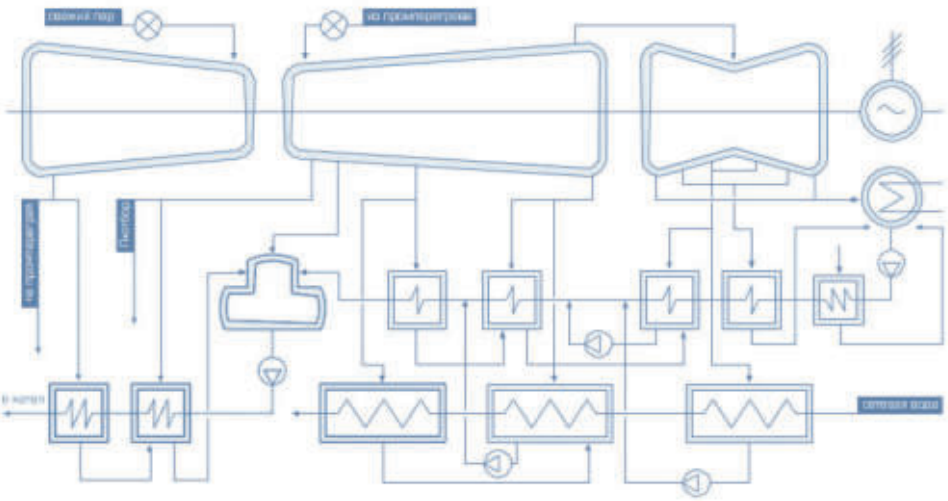


Рис. 9.17. Тепловая схема турбины К-255-162

9.2.10. Семейство паровых турбины тип К-330-240; К-300-170; ТК-330-240

Трехцилиндровая конденсационная турбина с промежуточным перегревом пара, тремя выхлопами в конденсатор и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Турбина – современная модификация известной серии турбин ЛМЗ мощностью 300 МВт. Возможны нерегулируемые отборы пара на собственные нужды станции. Предусмотрена установка турбины на существующие фундаменты турбин аналогичного класса в случае замены последних по исчерпанию ресурса с максимальным использованием существующих строительных конструкций. Турбина К-300-170 – аналогичного типа, спроектирована на параметры пара, отличающиеся от принятых в отечественной энергетике. Поставлена на электростанции Греции и Китая. Модификация ТК-330-240 имеет два выхлопа в конденсатор и регулируемый отбор пара на теплофикацию.

Турбина выполнена с сопловым парораспределением. Свежий пар подводится в среднюю часть ЦВД турбины через два автоматических стопорных клапана и четыре регулирующих клапана.

ЦВД имеет внутренний и наружный корпуса с горизонтальными разъемами каждый. Четыре паровпускных штуцера вварены в среднюю часть наружного корпуса и подвижно соединены при помощи поршневых колец с горловинами внутреннего корпуса, к которым приварены сопловые коробки.

Проточная часть ЦВД разделена на два последовательных потока. Первый (левый) поток состоит из одновенечной регулирующей ступени и четырех ступеней давления и направлен от середины цилиндра в сторону переднего подшипника турбины.

По выходе из внутреннего цилиндра пар совершает поворот на 180° и, омыв снаружи и охладив внутренний цилиндр и паровпускные штуцера, проходит группу

из пяти ступеней давления, расположенных в наружном корпусе ЦВД и образующих 2-й (правый) поток, направленный от середины цилиндра в сторону генератора. Из ЦВД пар отводится для промежуточного перегрева в котлоагрегат, из которого направляется в ЦСД через две паровые коробки. В каждой коробке расположен один автоматический стопорный клапан и один регулирующий.

ЦСД прямоточный и конструктивно выполнен из трех частей. Проточная часть ЦСД делится на часть среднего давления и часть низкого давления.

Парораспределение ЦСД – дроссельное. Регулирующие клапаны работают одновременно и подводят пар через общую камеру по всей окружности соплового аппарата.

ЦНД – двухпоточный, причем проточная часть каждого потока содержит по пять ступеней давления (встречного вращения) на общем валу. Конструкция подвески внутренней средней части ЦНД допускает ее свободное тепловое расширение в наружном корпусе.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.18, 9.19 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в таблице 9.11.

Таблица 9.11

Характеристики паровых турбин К-330-240; К-300-170; ТК-330-240

№	Наименование параметра	Ед. изм.	К-330-240	К-300-170	ТК-330-240
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	330/340	300/310	330
2	Начальное давление пара	МПа	23,5	16,7	23,5
3	Начальная температура пара	°С	540	540	540
4	Давление пара после промперегрева	МПа	3,66	3,83	3,67
5	Температура пара после промперегрева	°С	540	540	540
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	1050	960	1050
7	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	419	–	1613
8	Диапазон регулирования давления в нижнем теплофикационном отборе	МПа	–	–	0,15-0,55
9	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	960	755	960
10	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	12	22	27
11	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	36000	26000	30000
12	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,062	0,034	0,044

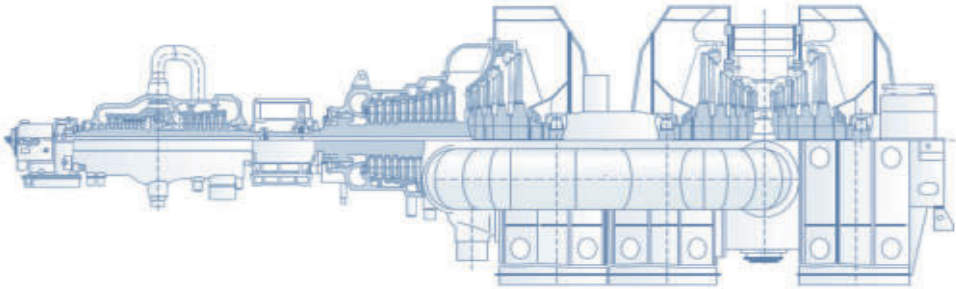
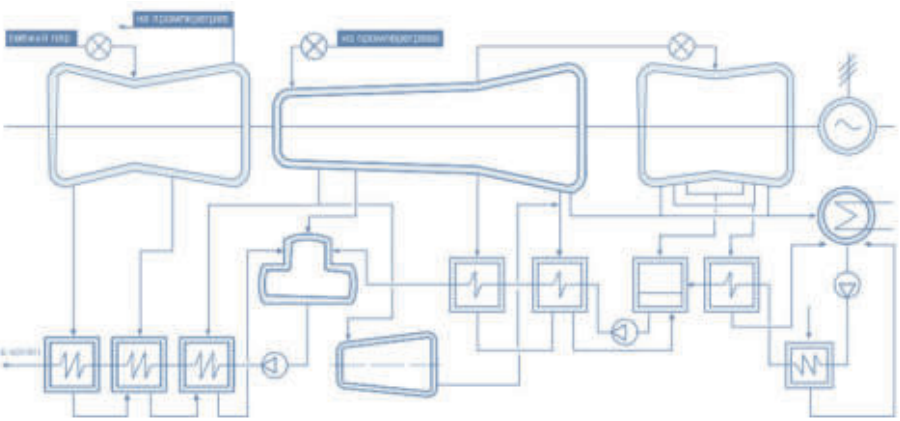
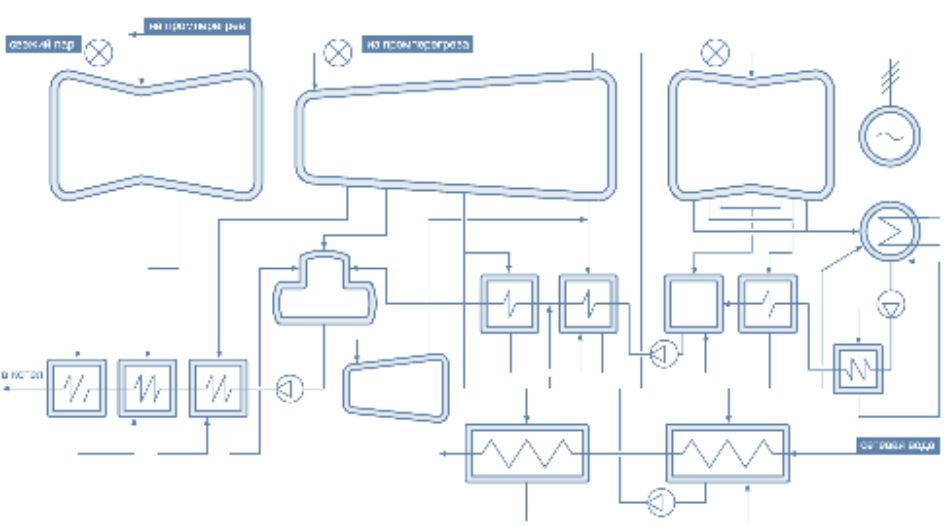


Рис. 9.18. Паровая турбина ТК-330-240



а



б

Рис. 9.19. Тепловая схема турбины: а – ТК-330-240; б – К-330-240

9.2.11. Паровая турбина К-300-170-1Р

Трехцилиндровая конденсационная турбина с промежуточным перегревом пара и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Облопачивание ЦВД реактивного типа, ЦВД имеет 18 ступеней, из которых первая ступень регулирующая. Пусковая схема – двухбайпасная.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.20, 9.21 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.12.

Таблица 9.12

Характеристики паровых турбин К-300-170-1Р

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	303/318,5
2	Начальное давление пара	МПа	16,80
3	Начальная температура пара	°С	538
4	Давление пара после промперегрева	МПа	3,7
5	Температура пара после промперегрева	°С	538
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	848
7	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	216
10	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	1000
11	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	26
12	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	38580
13	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,0487

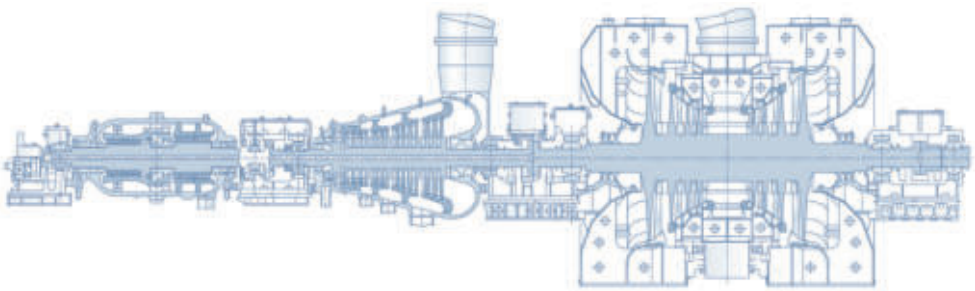


Рис. 9.20. Паровая турбина К-300-170-1Р

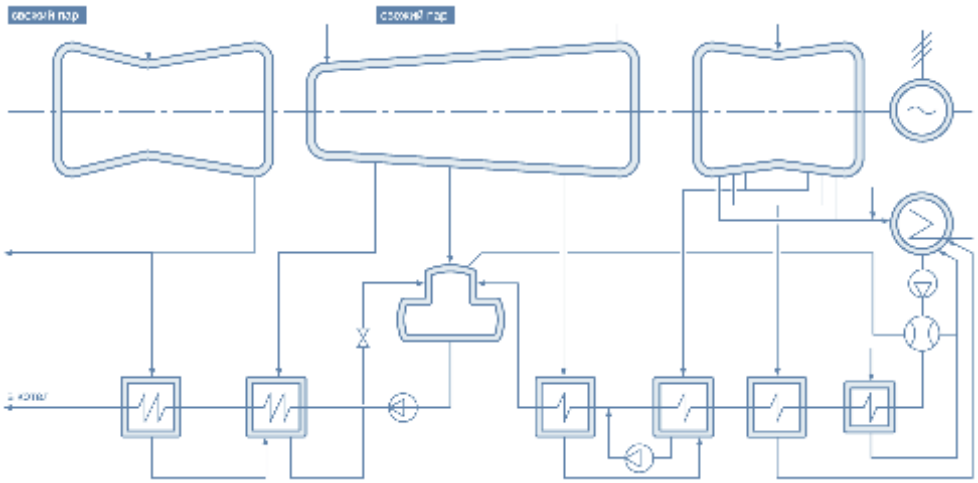


Рис. 9.21. Тепловая схема турбины: К-330-170-1Р

9.2.12. Паровые турбины типа К-500-240; К-500-166-1(2)

Четырехцилиндровая конденсационная турбина, состоящая из однопоточных ЦВД, ЦСД и двух двухпоточных ЦНД, с промежуточным перегревом пара, четырьмя выхлопами в конденсатор и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Возможны нерегулируемые отборы пара на собственные нужды станции. Турбина успешно эксплуатируется на Экибастузской ГРЭС в Казахстане и ТЭС «Цзисянь» и «Иминь» в Китае. Турбина К-500-166-1(2) изготовлена для электростанций Германии и Польши на параметры свежего пара, отличающиеся от принятых в отечественной энергетике. Турбина выпускается в двух модификациях по организации выхлопа турбопривода питательного насоса: выхлоп с противодавлением, конденсационный выхлоп. Турбина предназначена для повторно- кратковременного режима работы, допускается ежедневный пуск и останов.

Свежий пар из котла по четырем трубопроводам подводится к двум коробкам автоматических стопорных клапанов, установленных перед передним подшипником турбины.

В турбине предусмотрено сопловое парораспределение.

После автоматических стопорных клапанов пар по четырем трубам направляется к коробкам регулирующих клапанов, установленным по обе стороны двухкорпусного ЦВД. Через сопловой аппарат пар поступает в левый поток, состоящий из одновенечной регулирующей ступени и четырех ступеней давления, заключенных во внутреннем корпусе, затем поворачивает на 180°, проходит четыре ступени правого потока и отводится на промежуточный перегрев. На линиях холодного промежуточного перегрева за ЦВД устанавливаются обратные клапаны. После промежуточного перегрева пар подводится по четырем трубам к двум коробкам стопорных клапанов ЦСД.

ЦСД – двухпоточный с одиннадцатью ступенями давления в каждом потоке, состоит из двух корпусов. Первые три ступени каждого потока заключены во

внутреннем корпусе. Из ЦСД пар по перепускным трубам, расположенным по обеим сторонам цилиндра, поступает в два ЦНД.

Два ЦНД – двухпоточные и имеют по пять ступеней давления в каждом потоке. Средняя часть цилиндра имеет внутренний корпус, компенсирующий тепловые расширения. Первые четыре ступени каждого потока заключены во внутреннем корпусе. Пар из обоих выхлопов каждого ЦНД направляется в один конденсатор.

Роторы ЦВД и ЦСД — цельнокованые и лежат на трех опорах, роторы ЦНД – с насадными дисками, лежат на двух опорах каждый.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.22, 9.23 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.13.

Таблица 9.13

Характеристики паровых турбин К-500-240; К-500-166-1(2)

№	Наименование параметра	Ед. изм.	К-500-240	К-500-166-1(2)
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	525/535	500/525
2	Начальное давление пара	МПа	23,5	16,3
3	Начальная температура пара	°С	540	540
4	Давление пара после промперегрева	МПа	3,8	3,7
5	Температура пара после промперегрева	°С	540	535
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	1650	1715
7	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	210	–
8	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	960	960
9	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	12	24
10	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	51480	68500
11	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,053	0,054

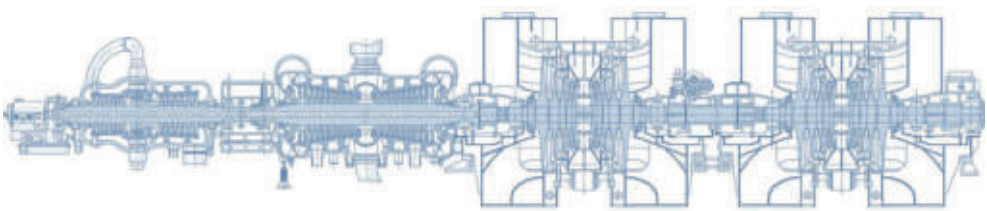
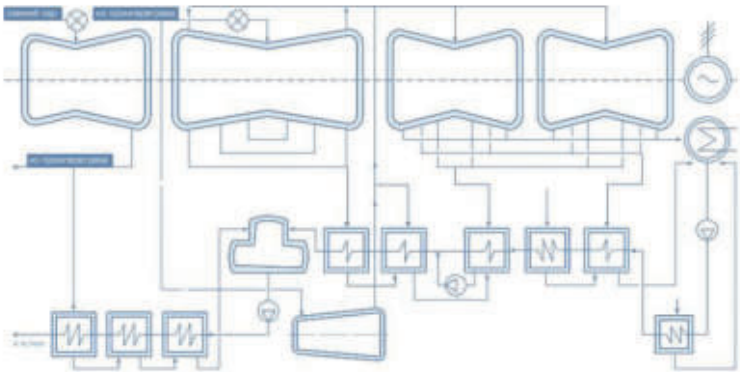
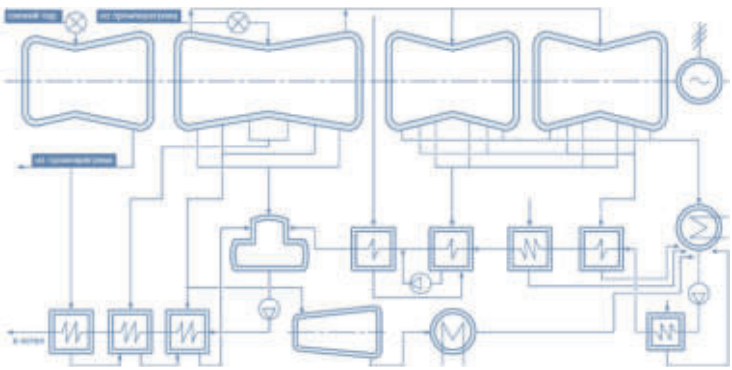


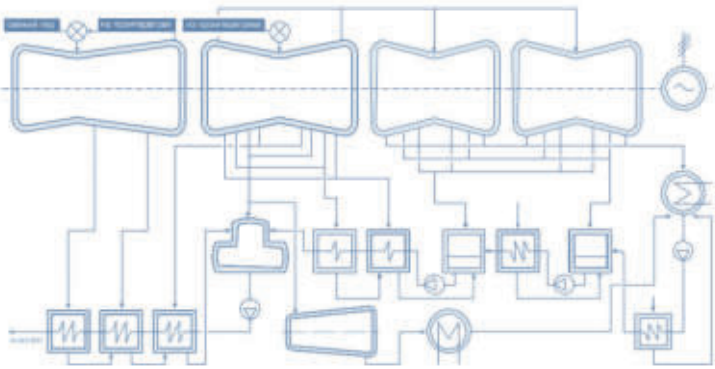
Рис. 9.22. Паровая турбина К-500-240



а



б



в

Рис. 9.23. Тепловая схема турбины: а – К-500-160-1; в – К-500-160-2; в – К-500-240

9.2.13. Паровая турбина К-660-247

Четырехцилиндровая конденсационная паровая турбина с промежуточным перегревом пара и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Состоит из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД. Общая длина турбины без генератора ~ 36,4 м.

ЦВД имеет сопловое парораспределение. Парораспределение ЦВД выполнено в виде двух блоков клапанов ЦВД, расположенных, рядом с турбиной, каждый из которых состоит из одного стопорного и двух регулирующих клапанов. Пар к блоку клапанов подводится одной трубой. Каждый регулирующий клапан соединен перепускной трубой с одной из четырех сопловых коробок внутреннего цилиндра. Соединение осуществляется через наружный ЦВД с помощью штуцера, имеющего уплотнение, состоящее из поршневых колец, и обеспечивает свободное расширение внутреннего корпуса относительно наружного.

Облопачивание ЦВД реактивного типа. ЦВД имеет два корпуса – внутренний и наружный – и выполнен по петлевой схеме. Во внутреннем корпусе размещены ступень скорости и восемь ступеней давления. Всего в ЦВД 17 ступеней. Внутренний корпус ЦВД опирается на разъем наружного корпуса и фиксируется относительно него системой поперечных и продольных шпонок, не препятствующих тепловым расширениям цилиндра. После внутреннего цилиндра поток поворачивается на 180°, проходит через полость между внутренним и наружным корпусами и поступает в группу ступеней, расположенную в двух обоймах по 4 ступени в каждой. Цилиндр имеет нетрадиционные защищенные патентами однообойменные концевые уплотнения дроссельного типа, и внутренние уплотнения. После ЦВД пар направляется на промперегрев.

Парораспределение ЦСД – дроссельное. Облопачивание ЦСД – активного типа. После промперегрева пар двумя трубами подводится к двум стопорным клапанам ЦСД, установленным по обе стороны цилиндра и затем от них через четыре регулирующих клапана, установленных рядом с цилиндром, подводится в среднюю часть двухпоточного ЦСД, который имеет по 11 ступеней в каждом потоке, причем первые три ступени каждого потока размещены в общем внутреннем корпусе. ЦСД турбины имеет внутренний и наружный корпус. Внутренний цилиндр опирается на разъем в середине наружного цилиндра и фиксируется системой продольных и поперечных шпонок, не препятствующих расширениям внутреннего цилиндра СД.

Рабочие лопатки оснащены эффективными надбандажными уплотнениями. ЦСД имеет две выхлопных камеры, расположенных за последними ступенями, и каждая снабженная двумя выхлопными патрубками, расположенными в нижней половине, через которые пар поступает в две перепускных трубы из ЦСД в ЦНД.

Все стопорные регулирующие клапаны разгруженного типа.

Паровпуск ЦНД осуществляется двумя трубопроводами, расположенными в нижней средней части цилиндра.

ЦНД – двухпоточный, по пять ступеней в каждом потоке. ЦНД имеет наружный и внутренний корпусы сварной конструкции из углеродистой стали. Диафрагмы последних ступеней выполнены с козырьком, в котором размещены уплотнения радиального зазора над лопатками. В этих диафрагмах предусмотрена система влагоудаления в периферийной зоне каналов. Рабочие лопатки первых трех ступеней каждого потока выполнены с Т-образным хвостом, а всех последующих с елочным. Рабочие лопатки, в том числе и в последних ступенях, выполнены с цельнофрезерованными бандажами. Демпферные проволоки во всех ступенях, кроме последней, вынесены из проточной части в тело бандажа. Высота рабочих лопаток последней ступени в каждом потоке 1000 мм. Выхлопные

патрубки ЦНД присоединятся к конденсатору на сварке. ЦНД снабжен концевыми уплотнениями.

Роторы высокого, среднего и низкого давления – цельнокованые. Роторы турбины между собой и с ротором генератора соединены жесткими муфтами.

Турбина предназначена для работы на ТЭС «Сипат» и «Барх», Индия.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.24, 9.25 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.14.

Таблица 9.14

Характеристики паровой турбины К-660-247

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	660/686,7
2	Начальное давление пара	МПа	24,2
3	Начальная температура пара	°С	537
4	Давление пара после промперегрева	МПа	4,2
5	Температура пара после промперегрева	°С	565
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	2023,8
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	1000
8	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	33
9	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	64000
10	Гидравлическое сопротивление водного тракта конденсатора	МПа	0,0294

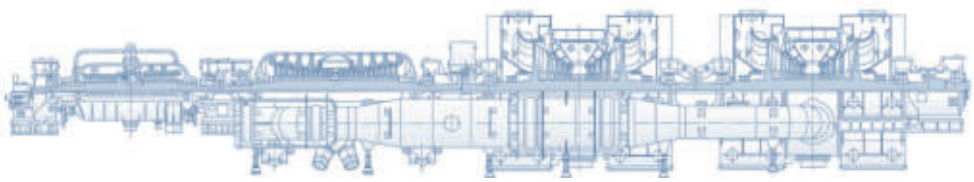


Рис. 9.24. Паровая турбина К-660-247

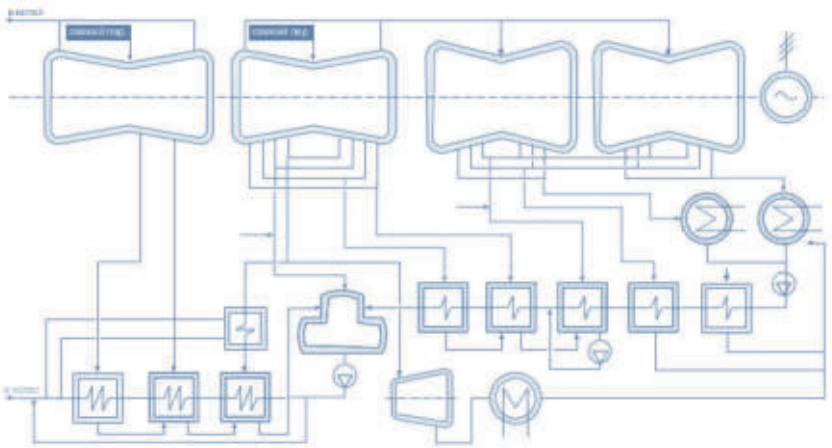


Рис. 9.25. Тепловая схема турбины К-660-247

9.2.14. Паровые турбины типа К-800-240; К-1200-240

Пятицилиндровые конденсационные турбины, состоящие из ЦВД, ЦСД и 3-х ЦНД, с промежуточным перегревом пара и шестью выхлопами в два продольных конденсатора. Турбины имеют дроссельное парораспределение.

Длительный опыт эксплуатации турбин (К-800-240 с 1972 года, К-1200-240 с 1978 года) в режимах переменных нагрузок свидетельствует об уникальной надежности и маневренности турбин. Модификация турбины К-800-240 с индексом 5 является последней по времени модернизацией турбины К-800-240 (всего с начала изготовления выпущено 26 турбин). По желанию заказчика из регенеративных отборов турбины могут быть обеспечены дополнительные нерегулируемые отборы пара на собственные нужды электростанции.

В К-800-240 свежий пар из котла по двум трубопроводам подводится к двум коробкам стопорных клапанов, установленных впереди ЦВД. Каждая коробка стопорного клапана сблокирована с двумя коробками регулирующих клапанов, от которых пар по четырем трубам подводится к ЦВД.

ЦВД имеет внутренний корпус, в патрубки которого вварены сопловые коробки. Пароподводящие штуцера имеют сварные соединения с наружным цилиндром и подвижные — с горловинами сопловых коробок. Через сопловой аппарат пар поступает в левый поток, состоящий из регулирующей ступени и пяти ступеней давления, поворачивает на 180° и поступает в правый поток, состоящий из шести ступеней давления, и далее отводится на промежуточный перегрев. После промежуточного перегрева пар по двум трубам подводится к двум стопорным клапанам ЦСД, установленным по обе стороны цилиндра, и от них – к четырем регулирующим клапанам, расположенным непосредственно на цилиндре.

Двухпоточный ЦСД имеет по девять ступеней в каждом потоке, причем первые три ступени каждого потока размещены в общем внутреннем корпусе. Из выхлопных патрубков ЦСД пар по четырем трубам подводится к трем ЦНД.

Все ЦНД двухпоточные, по пять ступеней в каждом потоке. По трем выхлопам ЦНД пар поступает к каждому конденсатору.

Роторы ЧВД и ЧСД — цельнокованые, роторы ЦНД – с насадными дисками. Все роторы имеют жесткие соединительные муфты и по две опоры. Фикс-пункт валопровода (упорный подшипник) расположен между ЦВД и ЦСД.

В К-1200 свежий пар из котла по четырем паропроводам подводится к двум коробкам стопорных клапанов, установленных по обе стороны ЦВД. Каждая коробка стопорного клапана сблокирована с двумя коробками регулирующих клапанов, от которых пар по четырем трубам подводится к середине ЦВД.

ЦВД имеет внутренний корпус, в патрубки которого вварены две сопловые коробки. Пройдя через паровпускной аппарат, пар поступает в левый поток, состоящий из четырех ступеней давления, поворачивает на 180° и перепускается в правый поток, состоящий из четырех ступеней давления, и далее отводится на промежуточный перегрев четырьмя паропроводами.

После промежуточного перегрева пар по четырем трубам подводится к двум стопорным клапанам ЦСД, расположенным по обе стороны цилиндра, и от них – к четырем регулирующим клапанам, расположенным непосредственно на цилиндре.

Двухпоточный ЦСД имеет по восемь ступеней в каждом потоке, причем первые три ступени каждого потока размещены в общем внутреннем корпусе.

Из выхлопных патрубков ЦСД двумя трубами, расположенными под полом по обеим сторонам турбины, пар подводится к трем ЦНД.

Все ЦНД – двухпоточные, по пять ступеней в каждом потоке. Длина титановой рабочей лопатки последней ступени 1200 мм. ЦНД снабжены внутренними корпусами. Пар по трем выхлопам каждого ЦНД поступает к конденсатору.

Роторы ЦВД и ЦСД – цельнокованые, роторы ЦНД – ковано-сварные. Все роторы имеют жесткие соединительные муфты, две опоры и выносные подшипники, которые опираются непосредственно на фундамент.

Фикс-пункт валопровода (упорный подшипник) расположен между ЦВД и ЦСД.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.26, 9.27 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.15.

Таблица 9.15

Характеристики паровых турбин К-800-240; К-1200-240

№	Наименование параметра	Ед. изм.	К-800-240	К-1200-240
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	800/850	1200/1400
2	Начальное давление пара	МПа	23,5	23,5
3	Начальная температура пара	°С	540	540
4	Давление пара после промперегрева	МПа	3,34	3,5
5	Температура пара после промперегрева	°С	540	540
6	Номинальный расход свежего пара	т/ч	2450	3660
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	960	1200
8	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	12	12
9	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	73000	108000
10	Гидравлическое сопротивление водного тракта конденсатора	МПа	0,06	0,07

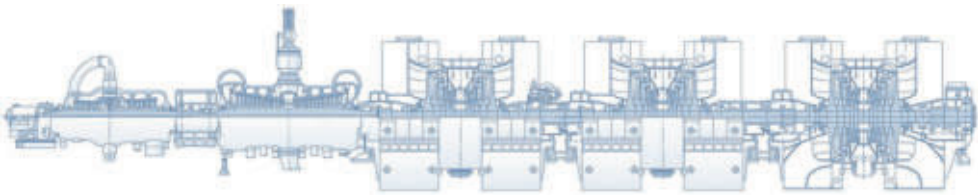


Рис. 9.26. Паровая турбина К-800-240

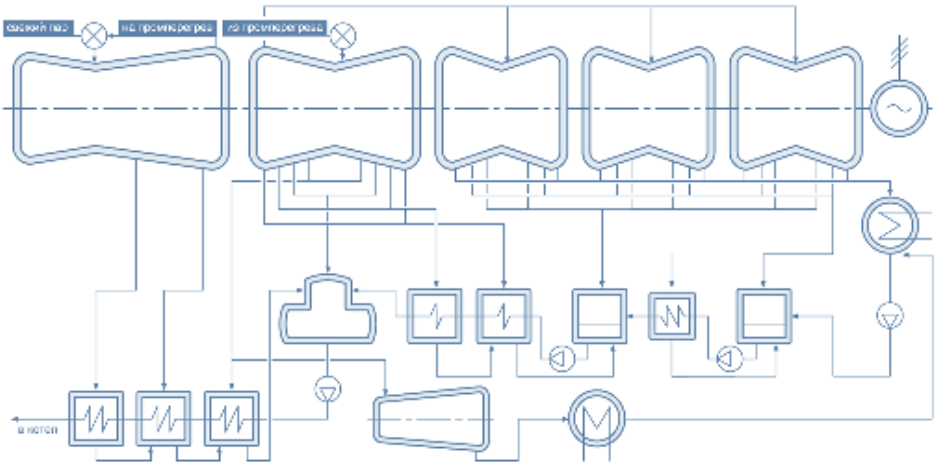


Рис. 9.27. Тепловая схема турбины К-800-240

9.3. Паровые турбины с противодавлением, теплофикационным и (или) производственным отбором

9.3.1. Паровые турбины типа Т-25-3,4; Т-30-2,9; П-30,2,9

Турбины данного типа представляют собой одновальный одноцилиндровый агрегат, проточная часть которого состоит из семнадцати ступеней. Турбина имеет сопловое парораспределение. Свежий пар подается к отдельно стоящей паровой коробке, в которой расположен стопорный клапан, затем по перепускным трубам пар поступает к четырем регулирующим клапанам, расположенным в паровых коробках, приваренных к передней части цилиндра. Регулирующие клапаны, верхние и боковые, управляются двумя сервомоторами, установленными на коробках боковых клапанов.

Поворотная диафрагма, регулирующая давление пара в теплофикационном отборе, управляется через рычажную передачу двусторонним сервомотором, расположенным непосредственно на цилиндре турбины.

Отработавший пар, выходящий из последней ступени турбины, направляется в воздушный конденсатор по вакуумпроводу, подсоединенному к выхлопному патрубку турбины путем приварки на монтаже.

Ротор турбины цельнокованый. Роторы турбины и генератора соединены между собой жесткой муфтой.

Фикс-пункт турбины расположен на фундаментной раме со стороны генератора. Передний подшипник турбины – опорно-упорный.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.28, 9.29 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.16.

Таблица 9.16

Характеристики паровых турбин Т-25-3,4; Т-30-2,9; П-30,2,9

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Т-25-3,4	Т-30-2,9	П-30-2,9
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	23/30	30/31	30/30,5
2	Начальное давление пара	МПа	3,4	2,9	2,9
3	Начальная температура пара	°С	435	410	400
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	220	160	260
5	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	360	290	-
6	Диапазон регулирования давления в теплофикационном отборе	МПа	0,07–0,25	0,07–0,12	-
7	Максимальный отбор пара на производственные нужды	т/ч	25/50	60	150
8	Максимальное давление в производственном отборе	МПа	1,46/0,48	0,7	1,3
9	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	370	540	540
10	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	Возд. конден.	24	27
11	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч		3500	5000
12	Гидравлическое сопротивление водного тракта конденсатора	МПа	0,029		0,04

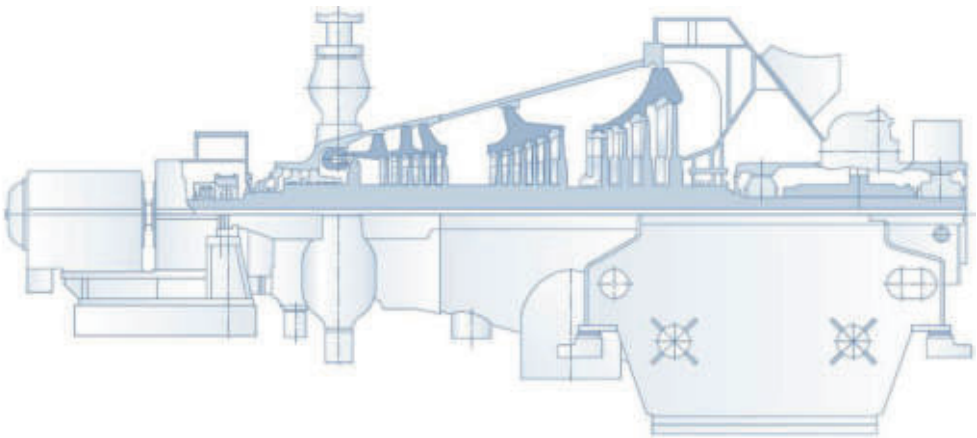


Рис. 9.28. Паровая турбина Т-30-2,9

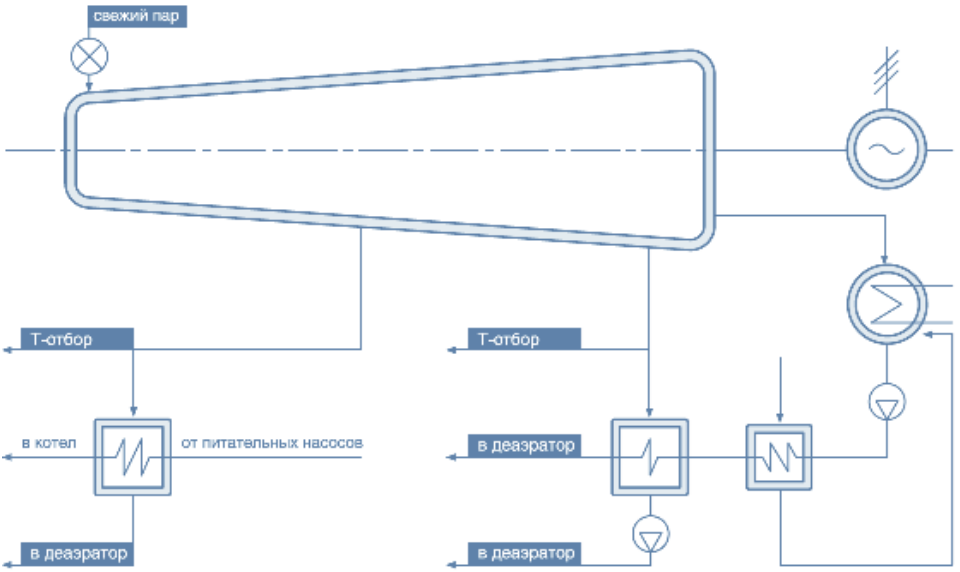


Рис. 9.29. Тепловая схема турбины Т-30-2,9

9.3.2. Паровые турбины типа Р-25-8,8-1(2); Р-50-90(130); Р-85-8,8

Одноцилиндровые паровые турбины с одновенечной регулирующей ступенью и работающие с противодавлением. Пар из выхлопа турбин направляется на производственные нужды. Нерегулируемые отборы пара на подогреватели высокого давления обеспечивают необходимый подогрев питательной воды (модификация Р-25-8,8-1 отборов не имеет). На базе турбин этого типа возможно проектирование различных модификаций турбин в широком диапазоне противодавлений от 1 до 3 МПа, в зависимости от потребностей заказчика. Модификации разрабатываются с учетом возможности установки турбин на существующие фундаменты турбин аналогичного класса в случае замены последних по исчерпанию ресурса с максимальным использованием существующих строительных конструкций.

Ротор турбин данного типа соединен с ротором генератора жесткой муфтой. Все диски ротора откованы заодно с валом. Парораспределение – сопловое. Фикс-пункт турбины расположен на раме заднего подшипника. На выхлопных трубопроводах турбины устанавливается предохранительные клапаны.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.30, 9.31 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.17.

Таблица 9.17

Характеристики паровых турбин Р-25-8,8-1(2); Р-50-90(130); Р-85-8,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Р-25-8,8-1(2)	Р-50-90	Р-50-130	Р-85-8,8
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	25/29 (25/30)	50/52	52,7/60	87/89
2	Начальное давление пара	МПа	8,8	8,8	12,8	8,8
3	Начальная температура пара	°С	535 (500)	535	555	535
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	400 (290)	420	490	450
5	Максимальный отбор пара на производственные нужды	т/ч	400 (350)	340	400	350
6	Диапазон регулирования давления в производственном отборе	МПа	2,8-3,2 (1,8-2,1)	1,0-1,3	0,7-2,1	0,12-0,28
7	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	78,5 (84,5)	122	122	286

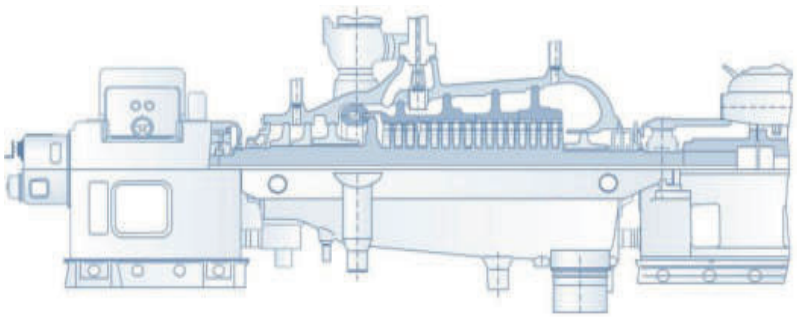


Рис. 9.30. Паровая турбина типа Р-50-90(130)

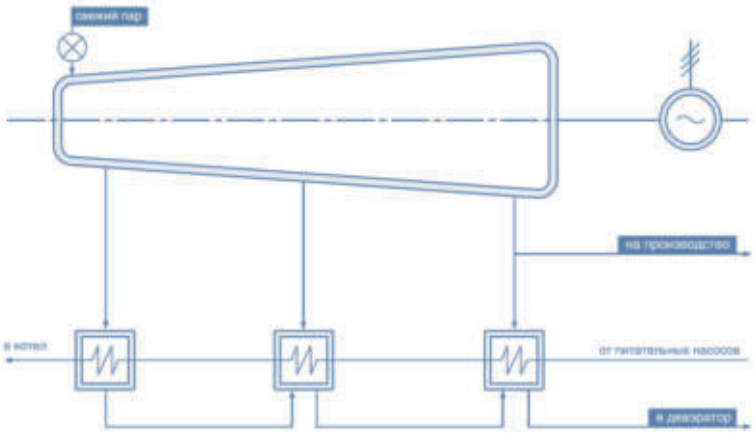


Рис. 9.31. Тепловая схема турбины Р-50-90(130)

9.3.3. Паровая турбина типа ПР-30-2,9 (ПТР-30-2,9)

Турбина представляет собой одноцилиндровый агрегат. Турбина имеет сопловое парораспределение. Проточная часть турбины состоит из двух отсеков:

- первый – от паровпуска до производственного отбора пара; состоит из одновенечной регулирующей ступени и десяти ступеней давления;

- второй – от производственного отбора пара до выхлопа; состоит из ступени с регулирующей диафрагмой.

Ротор турбины цельнокованый. Роторы турбины и генератора соединены между собой жесткой муфтой. Фикс-пункт турбины расположен на фундаментной раме со стороны генератора. Опорно-упорный подшипник расположен в передней части турбины. Турбина имеет валоповоротное устройство, вращающее валопровод турбоагрегата с частотой 0,067 1/с (4 об/мин).

Масса турбины без вспомогательного оборудования и трубопроводов составляет 145 т (включая маслобак). Вес наиболее тяжелых частей турбины: для монтажа (нижняя часть цилиндра в сборе) – 25 т; для эксплуатации (верхняя часть цилиндра в сборе) – 21 т.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.32, 9.33 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.18.

Таблица 9.18

Характеристики паровых турбин ПР-30-2,9; ПТР-30-2,9

№	Наименование параметра	Ед. изм.	ПР-30-2,9	ПТР-30-2,9
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	30/32	30/32
2	Начальное давление пара	МПа	2,9	2,9
3	Начальная температура пара	°С	400	400
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	235	250
5	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	540	390
6	Диапазон регулирования давления в теплофикационном отборе	МПа	0,14-0,39	0,07-0,25
7	Максимальный отбор пара на производственные нужды	т/ч	200	150
8	Диапазон регулирования давления в производственном отборе	МПа	0,59-1,27	0,5-0,9
9	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	169	217

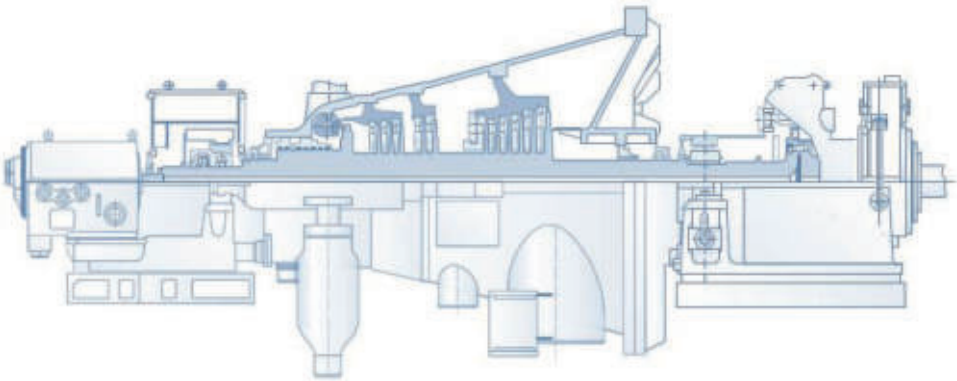


Рис. 9.32. Паровая турбина типа ПР-30-2,9, ПТР-30-2,9

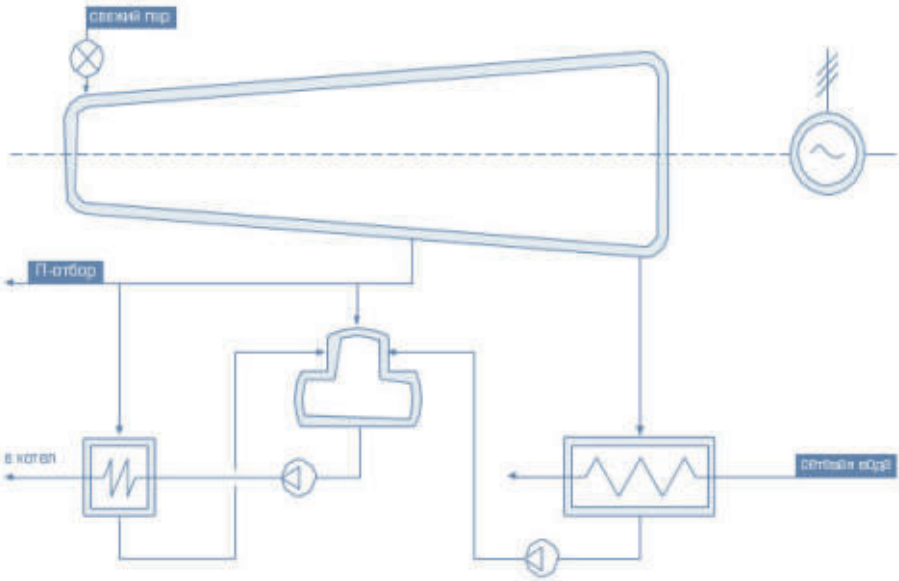


Рис. 9.33. Тепловая схема турбины ПР-30-2,9

9.3.4. Паровая турбина типа ПР-80-130 (ПТР-80-130)

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из однопоточных цилиндров высокого давления (ЦВД) и низкого давления (ЦНД).

Проточная часть ЦВД имеет одновенечную регулирующую ступень и 16 ступеней давления.

Проточная часть ЦНД состоит из двух частей:

- первая часть – до верхнего теплофикационного отбора – имеет регулирующую ступень и семь ступеней давления;

- вторая часть – между теплофикационными отборами – имеет две ступени давления.

Все диски ротора высокого давления и ротора низкого давления откованы заодно с валом.

Роторы турбины между собой и с ротором генератора соединены жесткими муфтами.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Свежий пар подается к отдельно стоящей паровой коробке, в которой расположен стопорный клапан, откуда по перепускным трубам пар поступает к регулирующим клапанам турбины. Клапаны расположены в паровых коробках, вваренных в переднюю часть ЦВД.

На выходе из ЦВД часть пара идет в регулируемый производственный отбор, а остальная часть направляется в ЦНД.

Теплофикационные отборы осуществляются из соответствующих камер ЦНД.

Регулирование давления пара теплофикационных отборов осуществляется поворотной диафрагмой, установленной в камере нижнего теплофикационного отбора, производственного отбора – регулирующим клапаном.

Турбина типа ПТР-80-130 выполнена с противодавлением (без конденсатора). На выходе из последних ступеней части низкого давления турбины отработанный пар поступает в коллектор на деаэратор 1,2 кгс/см^2 (абс.) и на пусковой конденсатор. В пусковом конденсаторе осуществляется дополнительный подогрев подпитанной воды теплосети паром теплофикационного отбора.

Пар противодавления используется также для подогрева сетевой воды в подогревателях сетевой воды.

Подогрев основного конденсата и питательной воды осуществляется последовательно в ПНД; деаэраторе (6 ата); ПВД.

Турбина снабжена паровыми лабиринтовыми уплотнениями. Схема лабиринтовых уплотнений предусматривает самоуплотнение (работу без подачи пара из уравнительной линии деаэратора в переднее и заднее уплотнения ЦВД и переднее уплотнение ЦНД при нагрузке турбины более 30 % номинальной).

Для сокращения времени прогрева и улучшения условий пусков предусмотрены паровой обогрев фланцев и шпилек и подвод свежего пара на переднее уплотнение ЦВД.

Турбина имеет валоповоротное устройство, вращающее валопровод турбоагрегата с частотой 0,057 с$^{-1}$ (3,4 об/мин).

Фикс-пункт турбины расположен на фундаментной раме турбины со стороны генератора. Расширение агрегата происходит в сторону переднего подшипника.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.34, 9.35, соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.18.

Таблица 9.19

Характеристики паровых турбин ПТ-80-130; ПТР-80-130

№	Наименование параметра	Ед. изм.	ПТ-80-130	ПТР-80-130
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	80/100	80/85
2	Начальное давление пара	МПа	12,8	12,8
3	Начальная температура пара	°С	555	555
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	470	470
5	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	419	419
6	Диапазон регулирования давления в теплофикационном отборе	МПа	0,05-0,25 0,03-0,10	0,12-0,25 0,07-0,17
7	Максимальный отбор пара на производственные нужды	т/ч	300	300
8	Максимальное давления в производственном отборе	МПа	1,6	1,6
9	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	665	250
10	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	20	-
11	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	8000	-
12	Гидравлическое сопротивление водяного тракта конденсатора	МПа	0,037	-

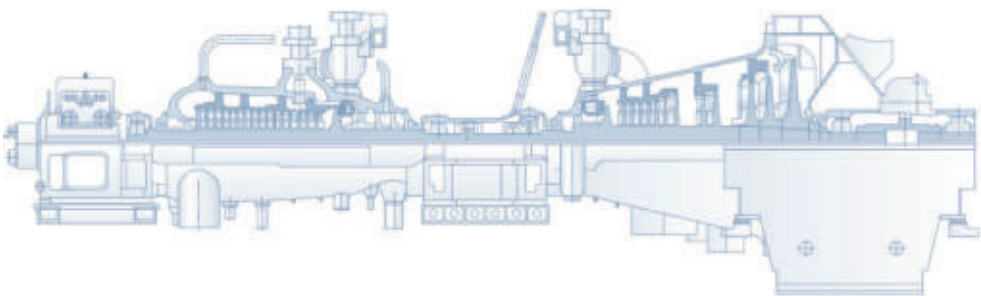


Рис. 9.34. Паровая турбина типа ПТ-80-130

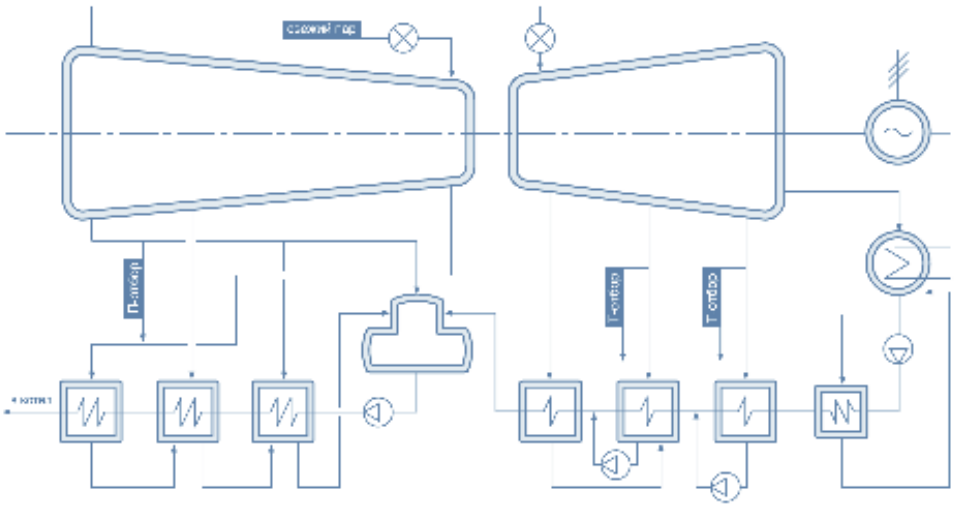


Рис. 9.35. Тепловая схема турбины ПТ-80-130

9.3.5. Паровые турбины типа КТ-115-8,8; КТ-120-12,8

Двухцилиндровые конденсационные паровые турбины с двумя выхлопами в конденсатор, одноступенчатым регулируемым отбором пара на теплофикацию и нерегулируемым отбором пара на производство. Регулирование давления пара теплофикационного отбора осуществляется регулирующими клапанами, установленными на перепускных трубах из цилиндра высокого в цилиндр низкого давления. В турбинах предусмотрены два дополнительных теплофикационных отбора пара:

- первый отбор – за 12 ступенью ЦВД, нерегулируемый в количестве до 100 т/ч при номинальном расходе свежего пара;

- второй отбор – за ЦВД, регулируемый, в количестве до 200 т/ч.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, вращающим ротор турбины с частотой 0,057 1/с (3,4 об/мин). Валоповоротное устройство приводится во вращение от электродвигателя. Предусмотрено дистанционное включение валоповоротного устройства со щита управления.

Масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования) составляет не более 270 т.

Масса наиболее тяжелой сборочной единицы для монтажа – нижней половины цилиндра – не более 75 т, для эксплуатации – ротор –не более 40 т.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.36, 9.37, соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.20.

Таблица 9.20

Характеристики паровых турбин КТ-115-8,8; КТ-120-12,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	КТ-115-8,8	КТ-120-12,8
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	115/120	120/145
2	Начальное давление пара	МПа	8,8	12,8
3	Начальная температура пара	°С	500	535
4	Номинальный расход свежего пара	т/ч	446	530
5	Максимальная производительность теплофикационного отбора	ГДж/ч	610	220
6	Диапазон регулирования давления в теплофикационном отборе	МПа	0,2-0,4	0,2-0,4
7	Максимальный отбор пара на производственные нужды	т/ч	100	100
8	Диапазон регулирования давления в производственном отборе	МПа	0,2-0,4	0,2-0,4
9	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	665	665
10	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	12	12
11	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	16000	16000
12	Гидравлическое сопротивление водного тракта конденсатора	МПа	0,04	0,04

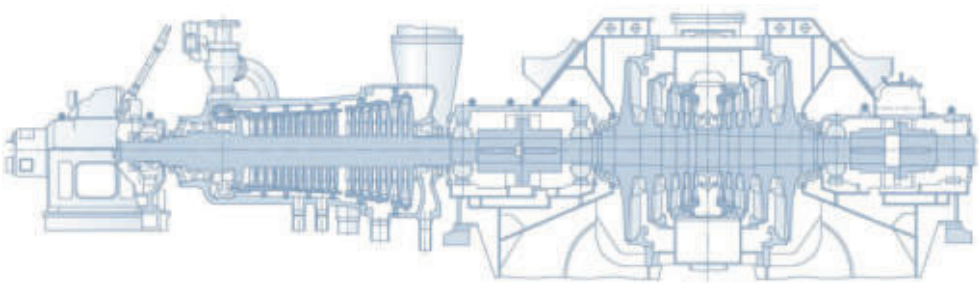


Рис. 9.36. Паровая турбина КТ-115-8,8

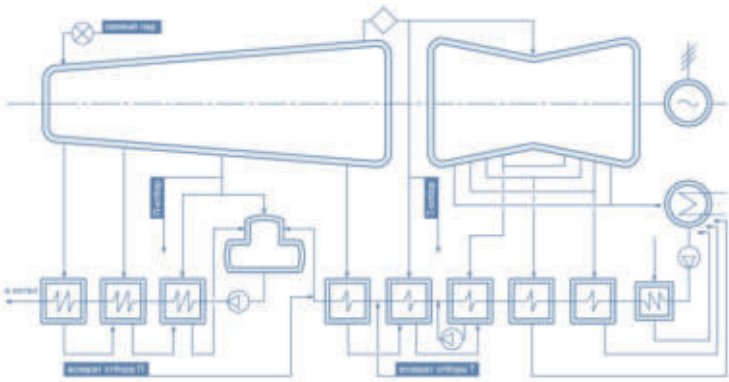


Рис. 9.37. Тепловая схема турбины КТ-115-8,8

9.4. Паровые турбины для парогазовых установок

9.4.1. Паровая турбина К-80-7,0

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, расположенный на одном валу с генератором. Пар контура высокого давления из КУ подводится к двум блокам клапанов, каждый из которых состоит из одного стопорного клапана (СК) и одного регулирующего клапана (РК). В паровых коробках стопорных клапанов установлены паровые сита.

От блоков клапанов пар поступает к нижней половине ЦВД.

ЦВД с поворотом потока, состоит из 16 ступеней активного типа: пять ступеней составляют левый поток и установлены во внутреннем цилиндре, остальные 11 ступеней составляют правый поток и расположены в двух обоймах диафрагм.

Турбина имеет дроссельное парораспределение. Свежий пар подводится к турбине через два блока клапанов, состоящих из одного стопорного и одного регулирующего клапана каждый.

В нижнюю часть выхлопного патрубка ЦВД подводится пар низкого давления.

ЦВД выполнен двухкорпусным.

Внутренний ЦВД опирается четырьмя лапами на фланцы горизонтального разъема нижней половины наружного ЦВД.

Диафрагмы турбины имеют сварную конструкцию. Диафрагма последней ступени ЦНД имеет развитую систему периферийного влагоудаления.

Регулирующие клапаны ЦВД разгруженного типа.

На линии подвода вторичного пара устанавливается группа клапанов, включающая один стопорный клапан и один регулирующий клапан разгруженного типа.

ЦНД состоит из двух частей. В передней части расположены паровпуск и шесть ступеней. Последняя, седьмая, ступень находится в выхлопной части. Передняя часть соединена с выхлопной частью вертикальным фланцевым соединением.

ЦНД – сварной, из углеродистой стали. К выхлопному патрубку ЦНД приварен конденсатор.

РВД – цельнокованый из стали 25Х1М1ФА (Р2МА); РНД - цельнокованый из стали 26ХН3М2ФА.

Диски рабочих колес и фланцы полумуфт откованы заодно с валом. Рабочие лопатки всех ступеней имеют цельнофрезерованные бандажи с проволочными вставками. Рабочая лопатка седьмой ступени НД стальная, с припаянными стеллитовыми пластинами.

Для охлаждения выхлопных патрубков ЦНД во время пуска и при работе турбины в малорасходном режиме предусмотрена водяная форсуночная система охлаждения.

На крышке выхлопной части ЦНД размещены предохранительные клапаны, которые срабатывают при повышении давления в выхлопном патрубке до 0,12 МПа (1,2 кгс/см² абс.).

Роторы турбины соединены между собой жесткими муфтами. Каждый ротор опирается на два подшипника.

Все роторы турбины гибкие, т. е. рабочая скорость вращения превышает первые критические скорости вращения роторов.

Турбина оснащена валоповоротным устройством, позволяющим осуществлять вращение валопровода для обеспечения равномерного прогрева или остывания в процессе пуска и останова. ВПУ обеспечивает вращение валопровода со скоростью ~4 об/мин.

В конструкции ВПУ предусмотрена возможность вращения валопровода вручную при работающей системе гидроподъема роторов.

Проточная часть цилиндров снабжена осерадиальными уплотнениями.

Система подачи пара на концевые уплотнения и отсоса паровоздушной смеси обеспечивает исключение присосов воздуха в вакуумную систему, предотвращение выхода пара из цилиндров в помещение машинного зала и предупреждает обводнение масла в расположенных рядом корпусах подшипников.

Конструкция переднего и заднего уплотнения ЦНД позволяет обеспечить доступ для замены уплотнительных колец без демонтажа крышки ЦНД.

Концевые уплотнения ЦВД, переднее ЦНД, диафрагменные уплотнения – лабиринтного типа.

Конструкция переднего и заднего уплотнений ЦВД – втулочного типа, обеспечивающая отсутствие деформаций.

Конструкция уплотнений обеспечивает отсутствие выхода пара в машинный зал. Из крайних камер уплотнений производится отсос пара в конденсатор пара уплотнений (КПУ) с вентилятором, обеспечивающим давление в этих камерах ниже атмосферного (0,95-0,97 кгс/см²).

При пусковых операциях в зависимости от температурного состояния турбины на уплотнения подается пар из холодного или горячего коллекторов.

Для сокращения времени пуска из холодного и неостывшего состояний турбина оснащена системой обогрева фланцев.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.38, 9.39 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.21.

Таблица 9.21

Характеристики паровых турбин К-80-7,0

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	80
2	Начальное давление пара ВД	МПа	7,4
3	Начальная температура пара ВД	°С	528
4	Номинальный расход свежего пара ВД	т/ч	228
5	Начальное давление пара НД	МПа	0,62
6	Начальная температура пара НД	°С	205
7	Номинальный расход свежего пара НД	т/ч	49
8	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	1000
9	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	17
10	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	15500
11	Расчетное давление в конденсаторе	кПа	4,5

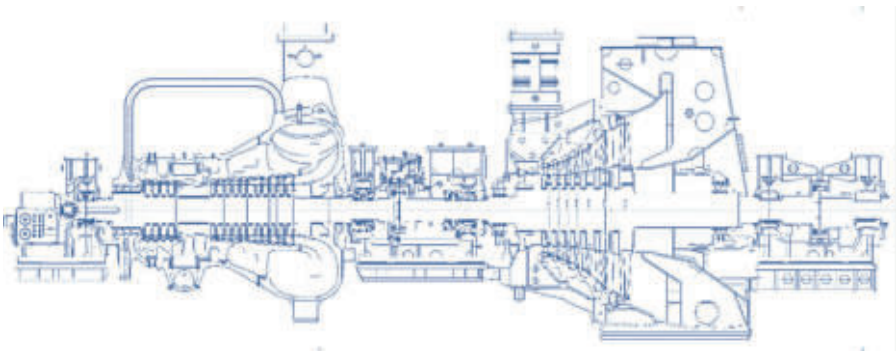


Рис. 9.38. Паровая турбина К-80-7,0

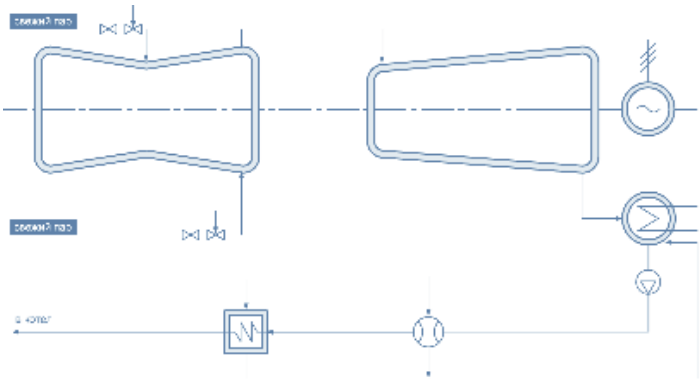


Рис. 9.39. Тепловая схема турбины К-80-7,0

9.4.2. Паровая турбина К-110-6,5

Двухцилиндровая конденсационная паровая турбина предназначена для привода электрического генератора переменного тока при работе в составе бинарной парогазовой установки ПГУ-325, состоящей из двух газотурбинных агрегатов, двух котлов-утилизаторов и одной паровой турбины двух давлений.

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из ЦВД и ЦНД.

Ротор высокого давления (РВД) и ротор низкого давления (РНД) выполнены цельнокованными. Роторы турбины между собой и с ротором генератора соединены жесткими муфтами.

Пар контура ВД на турбину подводится через два блока стопорно-регулирующих клапанов и далее по двум трубопроводам подается в проточную часть ЦВД.

ЦВД имеет два корпуса: внутренний и наружный.

Пароподводящие штуцеры имеют сварные соединения с наружным корпусом и подвижные – с горловинами внутреннего корпуса.

Внутренний корпус ЦВД объединяет восемь первых ступеней давления. Остальные ступени объединяются обоймами.

Для компенсации парового усилия на внутренний цилиндр от расположенных снизу впускных патрубков предусмотрено разгрузочное устройство.

Пар контура НД котла-утилизатора (КУ) подается в проточную часть ЦВД между 14 и 15 ступенями одним трубопроводом из коллектора. Подвод пара в коллектор осуществляется по двум трубопроводам, на каждом из которых расположен стопорный и регулирующий клапаны. В камере подвода между 14 и 15 ступенями пар контура НД смешивается с основным потоком пара и далее проходит через пять ступеней давления ЦВД. Рабочие лопатки всех ступеней ЦВД имеют Т-образные хвостовики. Все рабочие лопатки ЦВД обандажены.

После ЦВД пар поступает по двум перепускным трубам в двухпоточный ЦНД (по пять ступеней в каждом потоке) и далее через выхлопные патрубки направляется в конденсатор. В перепускных трубах от ЦВД к ЦНД располагаются сепараторы влаги.

Конструктивно ЦНД состоит из трех частей: средней части и двух выхлопных частей. Средняя часть имеет внутренний корпус, который фиксируется в наружном корпусе шпонками в поперечном и продольном направлениях и может свободно расширяться. В местах подвода пара к ЦНД между наружным и внутренним корпусами имеются патрубки с компенсаторами.

Рабочие лопатки первых трех ступеней ЦНД имеют Т-образные хвостовые соединения, а в остальных ступенях – елочные.

Все части ЦНД – сварной конструкции из листового проката углеродистой стали. В крышках ЦНД предусмотрены люки для осмотра лопаток последних ступеней и возможности смены балансировочных грузов ротора НД.

Выхлопные патрубки ЦНД присоединяются к конденсатору путем сварки.

Каждый цилиндр имеет паровые лабиринтовые уплотнения. Каминные камеры уплотнений ЦВД могут сниматься без вскрытия цилиндра.

Статор турбины имеет фикс-пункт на передней опоре ЦНД.

Расширение статора ЦНД происходит в сторону генератора, а ЦВД – в сторону переднего подшипника.

Для передачи усилий при расширении ЦВД и перемещении переднего подшипника установлены Т-образные устройства на уровне поверхностей скольжения переднего подшипника и опор ЦНД.

Фикс-пункт валопровода (упорный подшипник) расположен в корпусе переднего подшипника.

Вкладыши подшипников стальные с бугелями, могут сниматься без вскрытия цилиндров.

На выхлопных патрубках ЦНД турбины установлены атмосферные клапаны-диафрагмы, которые открываются при повышении абсолютного давления в патрубках выше 0,12 МПа (1,2 кгс/см^2).

Конструкция турбины предусматривает возможность осмотра проточной части без вскрытия цилиндров. Предусмотрены отверстия для использования эндоскопов.

Для сокращения времени пуска турбины предусмотрен паровой обогрев фланцев ЦВД.

Пар на уплотнения турбины и штоков клапанов подается из коллектора собственных нужд через регулирующий клапан. На режиме полной нагрузки турбины система работает по принципу самоуплотнений с подачей пара из линии вторичного пара. Паровоздушная смесь из крайних камер уплотнений турбины, а также из уплотнений штоков клапанов отсасывается в конденсатор пара уплотнений (КПУ) за счет создания в нем разряжения.

Турбина имеет валоповоротное устройство (ВПУ), вращающее валопровод с частотой 0,066 с$^{-1}$ (3,98 об/мин).

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.40, 9.41 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.22.

Таблица 9.22

Характеристики паровых турбин К-110-6,5

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная	МВт	105
2	Начальное давление пара ВД	МПа	6,5
3	Начальная температура пара ВД	°С	493
4	Номинальный расход свежего пара ВД	т/ч	296
5	Начальное давление пара НД	МПа	0,68
6	Начальная температура пара НД	°С	229
7	Номинальный расход свежего пара НД	т/ч	71
8	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	960
9	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	21
10	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м^3/ч	21000
11	Расчетное давление в конденсаторе	кПа	5,0

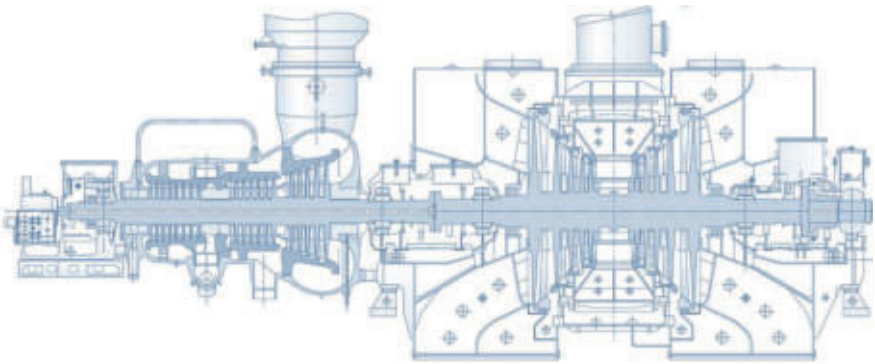


Рис. 9.40. Паровая турбина К-110-6,5

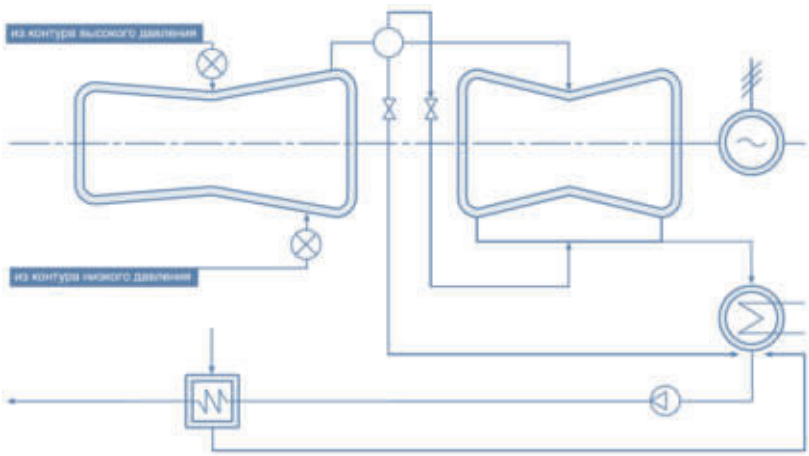


Рис. 9.41. Тепловая схема турбины К-110-6,5

9.4.3. Паровая турбина Т-150-7,7

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из ЦВД и ЦНД, предназначенная для работы в составе парогазовых установок (ПГУ). Цилиндр высокого давления имеет два паровпуска из котлов-утилизаторов высокого и низкого давления.

Ротор высокого давления цельнокованый, а ротор низкого давления с насадными дисками. Роторы турбины между собой и с ротором генератора соединены жесткими муфтами с использованием легкосъемных болтов.

Пар контура ВД на турбину подводится через два блока стопорно-регулирующих клапанов и далее по двум трубам в проточную часть ЦВД.

Внутренний корпус ЦВД объединяет 10 первых ступеней давления. Остальные ступени объединяются обоймами.

Пар контура НД котла-утилизатора подается из коллекторов в проточную часть ЦВД между 16 и 17 ступенями одним трубопроводом. Его подвод осуществляется по двум трубопроводам, на каждом из которых расположены стопорный и регулирующий клапаны.

В камере между 16 и 17 ступенями пар контура НД смешивается с основным потоком пара и далее проходит через 4 ступени давления ЦВД.

Из этой же камеры предусмотрен отбор пара на теплофикацию.

После ЦВД пар поступает по двум перепускным трубам в двухпоточном ЦНД (по четыре ступени в потоке) и далее через выхлопные патрубки направляется в конденсатор.

На выхлопных патрубках ЦНД турбины установлены атмосферные клапаны – диафрагмы, которые открываются при повышении абсолютного давления в патрубках до 0,12 МПа (1,2 кгс/см^2).

Конструкция турбины предусматривает возможность осмотра проточной части без вскрытия цилиндров. Предусмотрены отверстия для использования эндоскопов.

Турбина имеет валоповоротное устройство (ВПУ), вращающее валопровод с частотой 4 об/мин. ВПУ имеет частотно-регулируемый привод.

РВД и РНД опираются на подшипники скольжения. Подшипники РВД: передний – опорно-упорный, задний – опорный. Подшипники РНД: передний и задний – опорные.

Турбина оснащена системой охлаждения выхлопных патрубков цилиндра низкого давления (ЦНД).

Турбоустановка имеет четыре теплофикационных отбора пара, предназначенных для ступенчатого подогрева сетевой воды.

Регулирование давления пара в теплофикационных отборах осуществляется с обратной связью по измерению давления в отборе на ПСГ № 2.

При работающей турбине давление в пиковых подогревателях устанавливается в зависимости от нагрузки.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.42, 9.43, соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.23.

Таблица 9.23

Характеристики паровых турбин Т-150-7,7

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная	МВт	150
2	Начальное давление пара ВД	МПа	7,3
3	Начальная температура пара ВД	°С	513
4	Номинальный расход свежего пара ВД	т/ч	454
5	Начальное давление пара НД	МПа	0,53
6	Начальная температура пара НД	°С	222
7	Номинальный расход свежего пара НД	т/ч	85,8
8	Максимальная производительность теплофикационного отбора при отключенной турбине	ГДж/ч	1 755
9	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	640
10	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	24,4
11	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м^3/ч	19000
12	Расчетное давление в конденсаторе	кПа	9,0

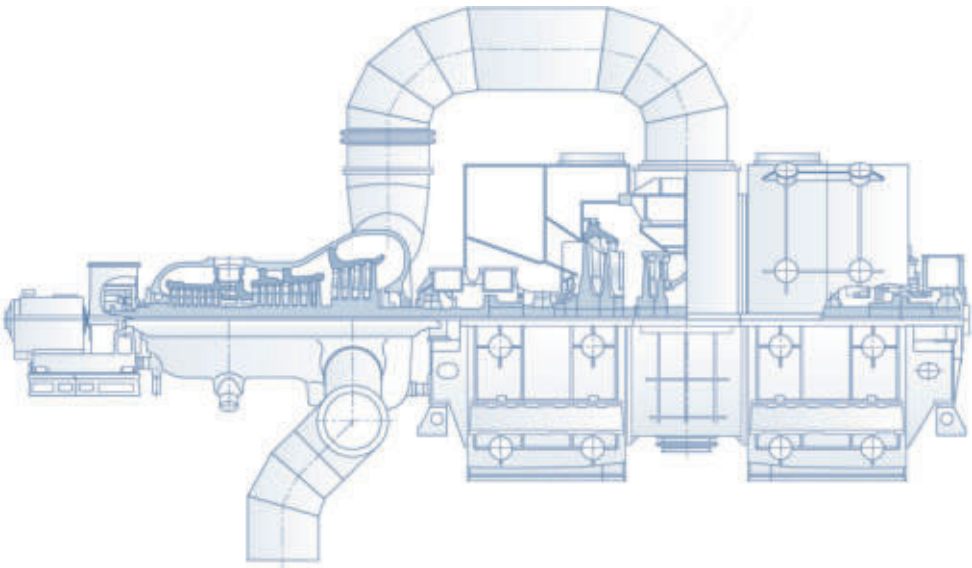


Рис. 9.42. Паровая турбина Т-150-7,7

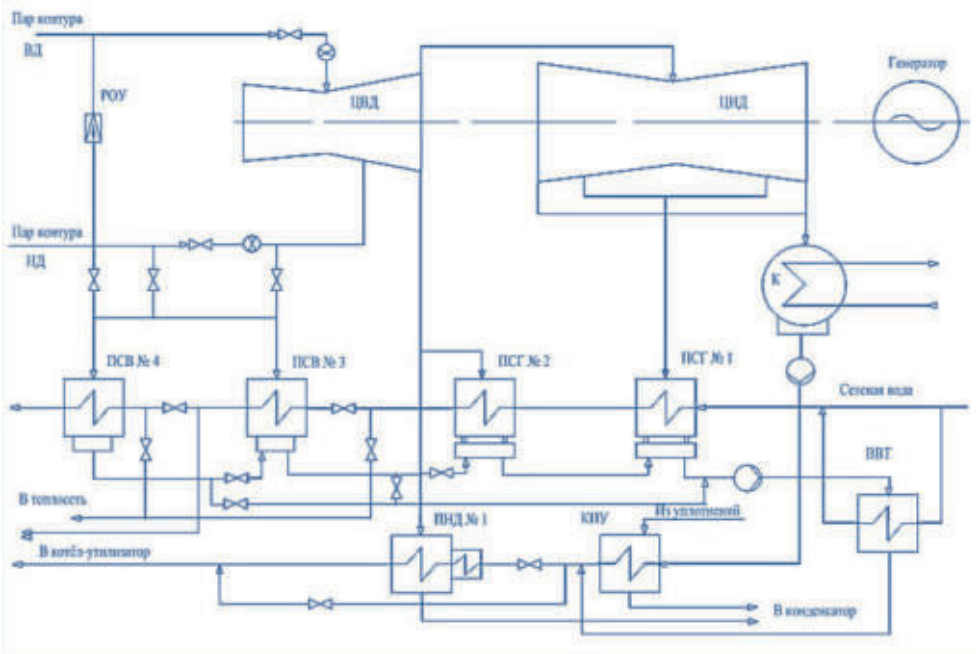


Рис. 9.43. Тепловая схема турбины Т-150-7,7

9.4.4. Паровая турбина К-130-12,8

Турбина рассчитана для работы по блочной схеме ПГУ. Пусковая схема предусматривает полнопроходные байпасы ВД, СД и НД, сбрасывающие пар соответствующих контуров в конденсатор турбины.

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из совмещенного цилиндра высокого и среднего давления (ЦВСД) и ЦНД.

ЦВСД реактивного типа (12 ступеней в ЧВД и 16 ступеней в ЧСД). Парораспределение – дроссельное.

Пар высокого давления на ЦВСД подводится через два блока клапанов ВД, состоящих из одного стопорного и одного регулирующего клапанов каждый и далее через штуцер в корпусе ЦВСД в проточную часть ВД, представляющую левый поток совмещенного ЦВСД. Паровыпускной тракт ВД имеет два патрубка, через которые пар выходит на промперегрев.

После промперегрева пар через две группы клапанов СД, состоящих из одного стопорного и одного регулирующего клапанов каждый, поступает в проточную часть среднего давления.

Из части среднего давления пар поступает по двум перепускным трубам в ЦНД. На линии подвода вторичного пара к ЦНД турбины устанавливаются один стопорный и один регулирующий клапаны.

Для ограничения поступления в ЧВД пара из «холодной» линии промперегрева при работе турбины на клапанах СД (пусковые режимы и режимы сброса нагрузки) на выхлопе из ЧВД установлены обратные клапаны с байпасом.

Стопорные и регулирующие клапаны разгруженного типа. В корпусе каждого стопорного клапана устанавливается паровое сито.

Проточная часть цилиндров снабжена радиальными уплотнениями.

Наружный ЦВСД, обойма реактивная ЧСД и концевые обоймы уплотнений выполнены литыми из хромомолибденовой стали. Внутренний цилиндр ВД, внутренний цилиндр СД и средняя обойма уплотнений выполнены литыми из высокохромистой стали.

Ротор высокого – среднего давления (РВСД) – цельнокованый из хромомолибденованадиевой стали. Рабочие лопатки всех ступеней имеют Т-образные хвосты и цельнофрезерованные бандажи.

ЦНД – двухпоточный, симметричный (7 активных ступеней в каждом потоке). Двухпоточный ЦНД имеет сварную конструкцию наружного и внутреннего корпусов. Наружный корпус ЦНД состоит из трех частей: два выходных патрубка соединяются вертикальными фланцами со средней частью.

Внутренний корпус включает паровпускную камеру с двумя трубопроводами диаметром 1200 мм, расположенными ниже горизонтального разъема. Нижняя часть наружного корпуса выполнена прямоугольной формы с ребрами жесткости, расположенными снаружи. Выхлопная часть ЦНД имеет систему продольных и поперечных шпонок. Расширение ЦНД в продольном направлении происходит от

поперечных шпонок передних выхлопных частей, установленных на рамах. Вертикальные шпонки позволяют расширяться корпусу в вертикальном направлении.

Ротор ЦНД – цельнокованый. Роторы ВСД и НД соединены жесткими муфтами, опираются на четыре вкладыша, второй из которых – опорно-упорный. Рабочие лопатки первых пяти ступеней имеют Т-образные хвосты, а шестой и седьмой – елочные хвосты. Все рабочие лопатки ЦНД имеют цельнофрезерованные бандажи, за исключением последней.

В концевых уплотнениях установлены уплотнительные кольца с витыми пружинами.

В выхлопных частях НД установлена система водяного форсуночного охлаждения выхлопных патрубков.

Все диафрагмы имеют сварную конструкцию.

Фикс-пункт ЦНД расположен на боковых фундаментных рамах передней выхлопной части ЦНД. Расширение цилиндра происходит в сторону генератора.

Для сокращения времени пуска из холодного и неостывшего состояний в турбине предусмотрена система обогрева фланцев ЦВСД.

Турбина имеет валоповоротное устройство, вращающее валопровод с частотой ~ 4 об/мин, установленное между ЦНД и генератором. Предусмотрена возможность для ручного поворота роторов при включенном гидроподъеме роторов.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.44, 9.45, соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.24.

Таблица 9.24

Характеристики паровых турбин К-130-12,8

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	140
2	Начальное давление пара ВД	МПа	13,3
3	Начальная температура пара ВД	°С	564
4	Номинальный расход свежего пара ВД	т/ч	288,6
5	Начальное давление пара СД	МПа	3,14
6	Начальная температура пара СД	°С	566
7	Номинальный расход свежего пара СД	т/ч	317,1
8	Начальное давление пара НД	МПа	0,49
9	Начальная температура пара НД	°С	242
10	Номинальный расход свежего пара НД	т/ч	40,3
11	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	1000
12	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	30
13	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	22 000
14	Расчетное давление в конденсаторе	кПа	8,5

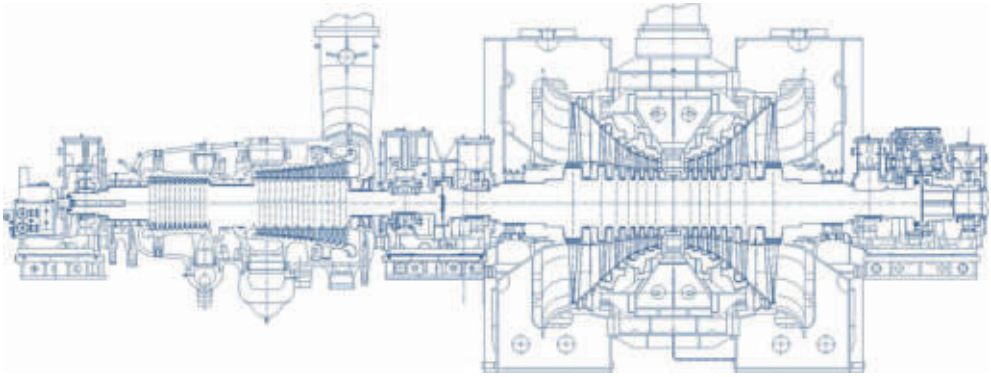


Рис. 9.44. Паровая турбина К-130-12,8

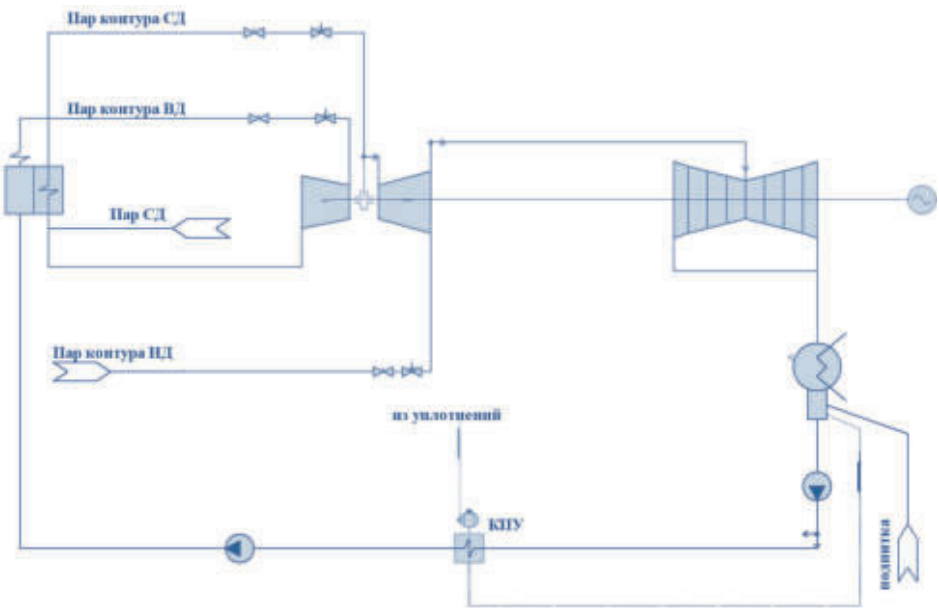


Рис. 9.45. Тепловая схема турбины К-130-12,8

9.4.5. Паровая турбина К-160-7,5

Турбина рассчитана для работы по дубль-блочной схеме ПГУ. Пусковая схема предусматривает полнопроходные байпасы ВД и НД, сбрасывающие пар соответствующих контуров в конденсатор турбины.

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из ЦВД и ЦНД.

Ротор высокого давления (РВД) – цельнокованый; ротор низкого давления (РНД) – с насадными дисками. Роторы турбины между собой и с ротором генератора соединены жесткими муфтами.

Пар контура ВД к турбине подводится через два блока, состоящих из стопорного и регулирующего клапанов, и далее по двум трубопроводам подается в проточную часть ЦВД.

ЦВД имеет петлевую схему течения пара и состоит из наружного корпуса, внутреннего корпуса и трех обойм диафрагм. Внутренний корпус ЦВД объединяет 8 ступеней давления. Ступени с 9 по 20 объединены обоймами.

Пар контура НД подается в проточную часть ЦВД за 16-й ступенью ВД. Подвод пара осуществляется одним трубопроводом снизу цилиндра, на котором расположен стопорный и регулирующий клапаны. В камере подвода пар контура НД смешивается с основным потоком пара и далее проходит через 4 ступени давления ЦВД.

После ЦВД пар по двум перепускным трубам поступает в двухпоточный ЦНД (по четыре ступени в каждом потоке) и далее через выхлопные патрубки направляется в конденсатор. В перепускных трубах установлены сепараторы пара для снижения уровня влажности в проточной части НД.

Конструкция турбины предусматривает возможность осмотра проточной части без вскрытия цилиндров для чего предусмотрены отверстия для эндоскопов.

Турбина имеет валоповоротное устройство, вращающее валопровод с частотой ~ 4 об/мин. Предусмотрена возможность для ручного поворота роторов при включенном гидроподъеме роторов.

При пусках и при работе турбины под нагрузкой пар на уплотнения турбины подается из коллектора собственных нужд через регулирующий клапан. Паровоздушная смесь из крайних камер уплотнений турбины, а также из уплотнений штоков клапанов отсасывается в конденсатор пара уплотнений (КПУ).

Для сокращения времени пуска из холодного и неостывшего состояний турбина оснащена системой обогрева фланцев.

Продольный разрез паровой турбины и принципиальная тепловая схема представлены на рис. 9.46, 9.47 соответственно.

Характеристики паровой турбины представлены в табл. 9.25.

Таблица 9.25

Характеристики паровых турбин К-160-7,5

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
1	Мощность номинальная/максимальная	МВт	160
2	Начальное давление пара ВД	МПа	7,3
3	Начальная температура пара ВД	°С	504
4	Номинальный расход свежего пара ВД	т/ч	458
5	Начальное давление пара НД	МПа	0,55
6	Начальная температура пара НД	°С	226
7	Номинальный расход свежего пара НД	т/ч	92
8	Длина рабочей лопатки последней ступени	мм	960
9	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	3
10	Расход охлаждающей воды через конденсатор	м³/ч	18 300
11	Расчетное давление в конденсаторе	кПа	3,6

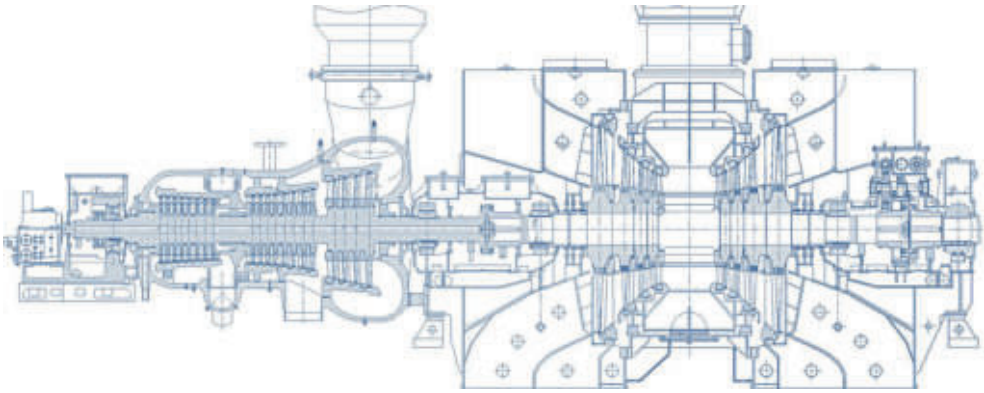


Рис. 9.46. Паровая турбина К-160-7,5

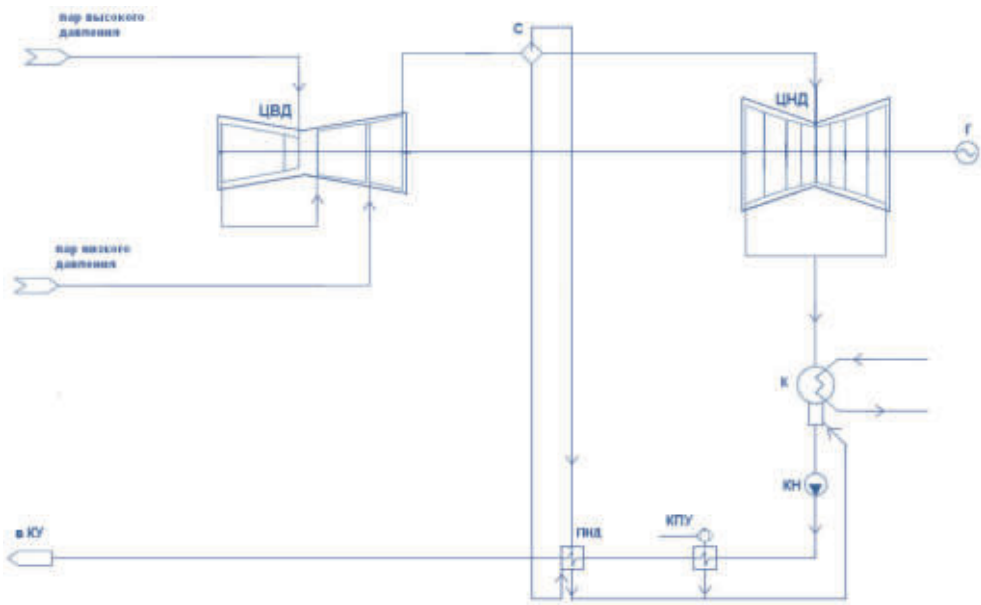


Рис. 9.47. Тепловая схема турбины К-160-7,5

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 9

1. Приведите пример паровой турбины производства ЛМЗ с осевым выхлопным патрубком.
2. Какая паровая турбина разработана ЛМЗ на замену отработавших парковый ресурс паровых турбин К-150-130 ХТГЗ?
3. Облопачивание какого типа применяется в турбинах ЛМЗ?
4. Назовите паровую турбину ЛМЗ, спроектированную на супер-сверхкритическое давление пара.
5. Сколько цилиндров у паровой турбины типа К-800-23,5 ЛМЗ?
6. Назовите тип самой мощной одновальной паровой турбины.
7. Приведите примеры паровых турбин с противодавлением, теплофикационным и производственным отбором.
8. Назовите тип паровой турбины УТЗ, работающей в составе трехконтурной парогазовой установки с котлом-утилизатором.

ГЛАВА 10. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ ЗАРУБЕЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

10.1. Паровые турбины Siemens

Компания Siemens разрабатывает и производит паровые турбины модульной конструкции. Номенклатурный ряд состоит из нескольких модельных рядов: энергетический мощностью до 1900 МВт, промышленные мощностью до 250 МВт и малые мощностью до 25 МВт, разделенные на несколько серий, каждая из которых представляет собой модульную платформу. На такой серии строятся паровые турбины и паротурбинные установки в широком диапазоне параметров пара и мощностей, что позволяет учитывать широкие диапазоны условий эксплуатации и назначений с разными принципиальными тепловыми схемами.

SST-900 – серия самых больших паровых турбин модельного ряда SST, при этом обладает гибкостью, аналогичной другим сериям, и может поставляться в исполнении с противодавлением или конденсационной, обеспечивая обозначенные требования проекта в соответствии с назначением оборудования, схемой турбоустановки и параметрами.

Паровая турбина SST-900 является одной из самых компактных в своем сегменте электрической мощности. Для работы в конденсационном режиме она выполняется преимущественно с осевым выхлопом отработавшего пара в конденсатор. Чаще всего турбина SST-900 используется как комбинированный ЦСНД в двухцилиндровой компоновке турбоагрегата, например, для парогазовых установок с промежуточным перегревом пара. На рис. 10.1, *а* представлен продольный разрез конденсационной турбины SST-900RH (Reheat – промежуточный перегрев) с дроссельным парораспределением, предназначенной для работы в режимах со скользящим начальным давлением пара. В турбине используются дисковая конструкция цельнокованого ротора, выделенный осевой подшипник двухстороннего действия и разгрузочный поршень. Существует исполнение турбин с сопловым парораспределением в регулирующей ступени, при этом корпус паровпускной части (рис. 10.1, *б*) выполняется без горизонтального фланцевого разъема. За частью среднего давления имеется камера, в которую направляется пар из контура низкого давления котла-утилизатора ПГУ. Компенсацию теплового расширения корпуса обеспечивает гибкая передняя опора».

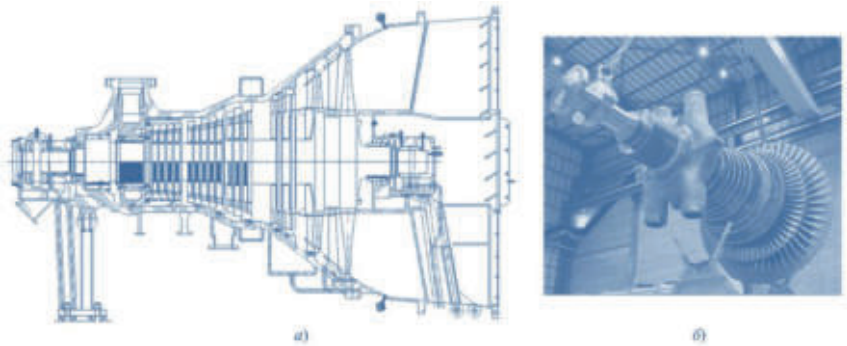


Рис. 10.1. Продольный разрез турбины серии SST-900 с дроссельным парораспределением (а) и внешний вид ротора для турбины с сопловым парораспределением (б)

Турбина изготавливается из библиотечных проверенных стандартных компонентов (модулей), каждый из которых обеспечивает высокую надежность и эксплуатационную готовность. Комбинация стандартных модулей (рис. 10.2), таких как паровпуск и выхлоп, позволяет получить очень значительный ряд универсальных турбин, охватывающих широкую область применения и широкий диапазон мощности.

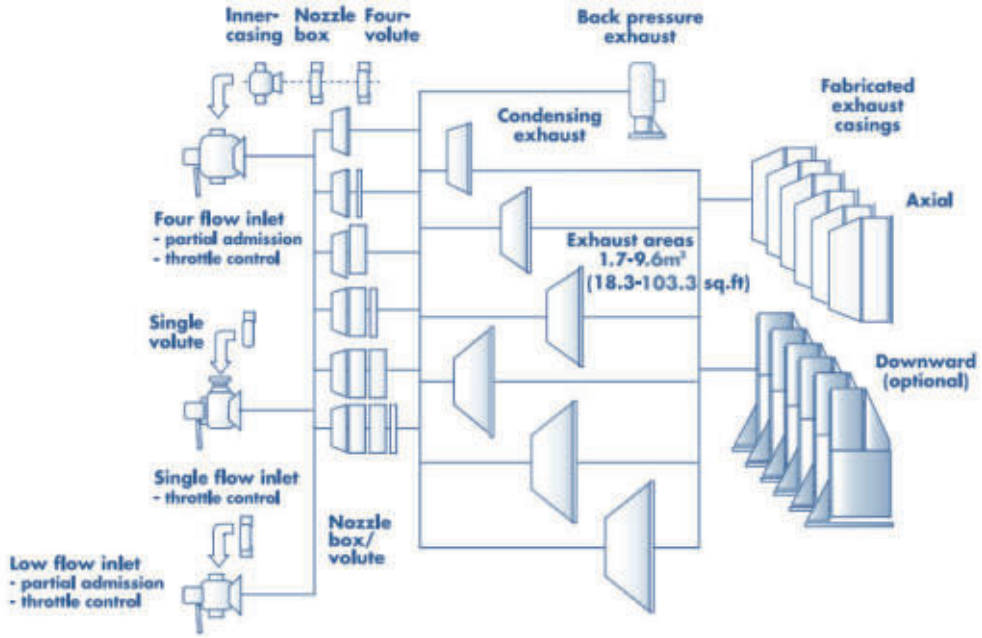


Рис. 10.2. Комбинирование стандартных библиотечных модулей при формировании профиля паровых турбин серии SST-900 компании Siemens

С учетом того, что компоненты турбины выбираются из ограниченного библиотечного набора модулей, то компоновка турбин каждой серии имеет типовые размеры, а в соответствии с конкретными требованиями каждого проекта при привязке турбина «подгоняется» строительными блоками, паропроводами паровпуска и отборов и т. д. Компания Siemens называет такую модульную концепцию высокомодульной системой из современных компонентов (модулей) с хорошо зарекомендовавшими себя референтными конструктивными особенностями. Разработка и оптимизация модулей, модульная КТПП основана на накопленном опыте проектирования, производства, эксплуатации и сервиса паровых турбин.

Как обозначено ранее, компания Siemens в том числе использует модульный подход для формирования не только профиля паровой турбины, но и для формирования профиля ПТУ в целом, для чего используется система проектирования и изготовления паровых турбин компании Siemens AG, называемая «улучшенной платформой» (Enhanced Platform). В основу этой системы заложен комплекс организационно-технологических мероприятий, позволяющих создавать из стандартных компонентов паротурбинные агрегаты различных типов электрической мощностью до 250 МВт. Особое внимание в

процессе проектирования на основе Enhanced Platform уделяется показателям экономичности, надежности и маневренности турбоагрегатов, а также увеличению межремонтного периода и сокращению производственных затрат. Рассмотрены особенности конструкций паровых турбин SST-700 и SST-900. Турбина SST-700 применяется в ПТУ с противодавлением или как цилиндр высокого давления (ЦВД) при формировании компоновки двухцилиндровой конденсационной турбины с промежуточным перегревом пара. Показана конструкция одноцилиндровой турбины SST-700 с корпусом без горизонтального разъема, позволяющая повысить маневренность турбоагрегата. Турбина SST-900 может быть использована в качестве комбинированного цилиндра среднего и низкого давления (ЦСНД) в паротурбинных и парогазовых энергоблоках с промежуточным перегревом пара.

На рис. 10.3 приведены варианты компоновки турбоагрегатов для ПСУ и ПГУ на основе комбинации турбин SST-700 и SST-900. На рис. 10.3, *а* показана схема компоновки турбоагрегата, ротор электрогенератора которого имеет двухстороннее присоединение к роторам паровых турбин. В этой схеме SST-700 играет роль ЦВД, ее ротор выполняется на повышенную частоту вращения и соединяется с ротором генератора через редуктор. Отработавший в турбине SST-700 пар направляется в котел для промежуточного перегрева, а далее – в турбину SST-900RH, которая в данной компоновке является ЦСНД. Ротор SST-900RH соединяется с ротором электрогенератора напрямую. Обе турбины имеют собственные осевые подшипники, а осевые смещения роторов контролируются датчиками, устанавливаемыми на соединительных муфтах. Валоповоротное устройство совмещено с редуктором и приводится в действие электродвигателем переменного тока. Подшипники турбоагрегата, в том числе подшипники редуктора, оборудованы средствами мониторинга их теплового состояния.

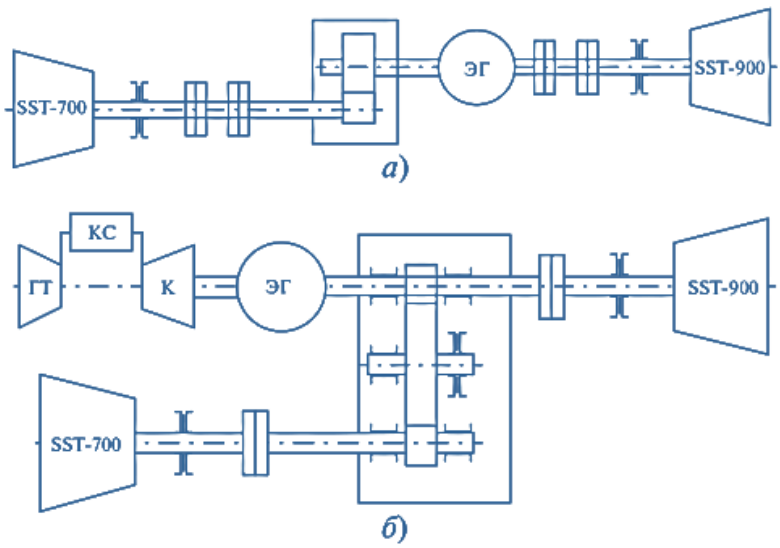


Рис. 10.3. Компоновка двухцилиндрового турбоагрегата на базе SST-700 + SST-900 (а) и ГТУ + SST-700 + SST-900 (б): ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; К – компрессор

На рис. 10.3, *б* представлена схема компоновки турбоагрегата, в который входят две турбины, работающие совместно с ГТУ в ПГУ энергоблока. Здесь ротор электрогенератора воспринимает крутящие моменты от ГТУ (с одной стороны) и от паровых турбин SST-700 (ЦВД) и SST-900 (ЦСНД) (с другой стороны). Свежий пар в SST-700 направляется из контура высокого давления котла-утилизатора ПГУ, а в камеру смешения SST-900 – пар из контура низкого давления. Отработавший пар поступает в осевой конденсатор. Особенности практической реализации, представленной на рис. 10.3, *а*, компоновки турбоагрегата рассмотрены на примере ПГУ-410, широко используемой в мировой теплоэнергетике. В России одной из таких ПГУ является парогазовый энергоблок Невинномысской ГРЭС, в его состав входят ГТУ SGT5-4000F и ПТУ мощностью 135 МВт с турбинами SST-700 ($n = 118{,}3\ с^{-1}$) и SST-900RH ($n = 50\ с^{-1}$). В данном энергоблоке применяется трехконтурный котел-утилизатор вертикального типа с промежуточным перегревом пара.

На рис. 10.4 представлена 3Д-модель модульной ПСУ с «улучшенной платформой», используемой две паровые турбины модульной конструкции серий SST-700 и SST-900 компании Siemens.



Рис. 10.4. 3Д-модель модульной ПСУ с «улучшенной платформой»: используется две паровые турбины модульной конструкции серий SST-700 и SST-900 компании Siemens

Применительно к практике компании Siemens в России, то самый богатый опыт использования и эксплуатации турбин данного модельного ряда получен по самой распространенной в РФ паровой турбине серии SST-600.

Турбина SST-600 (рис. 10.5.) – это одноцилиндровая турбина мощностью до 100 МВт состоит из трех основных модулей – паровпускного (секции стопорного и регулирующих клапанов, сопловой камеры), промежуточного (наружный корпус с обоймами, отсеки ЧВД с камерами отборов пара) и выхлопного (последний отсек турбинных ступеней с выхлопным патрубком). В зависимости от реализуемой мощности турбина выполняется с разными секциями выходного модуля, площадь рабочей решетки последней ступени которого выбирается от 0,175 до 3,5 м^2.

Каждый из обозначенных крупных модулей турбинного профиля состоит из стандартных библиотечных проверенных стандартных компонентов (подмодулей).

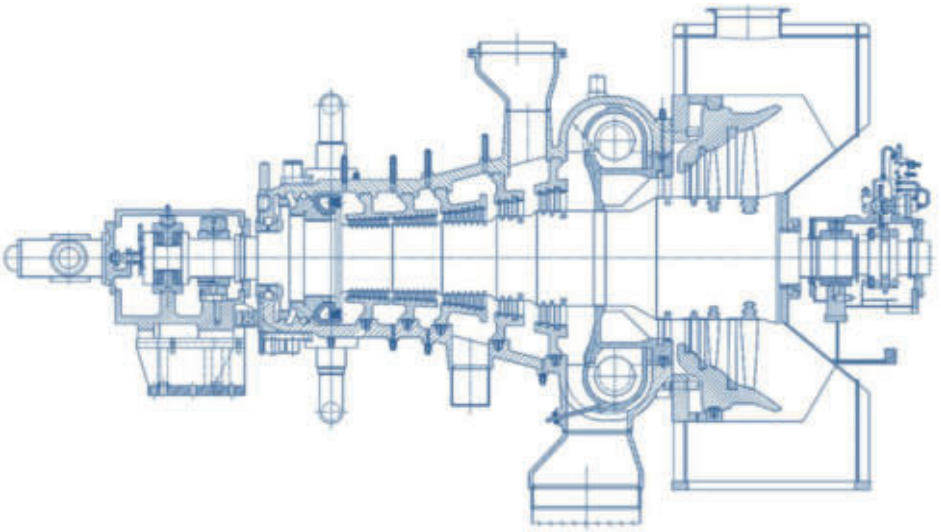


Рис. 10.5. Продольный разрез паровой турбины серии SST-600 компании Siemens

На рис. 10.6 представлен продольный разрез паровой турбины серии SST-700, на котором цветами выделены стандартные библиотечные подмодули. Аналогичная концепция модульного проектирования используется при разработке и производстве паровых турбин и ПТУ других серий.

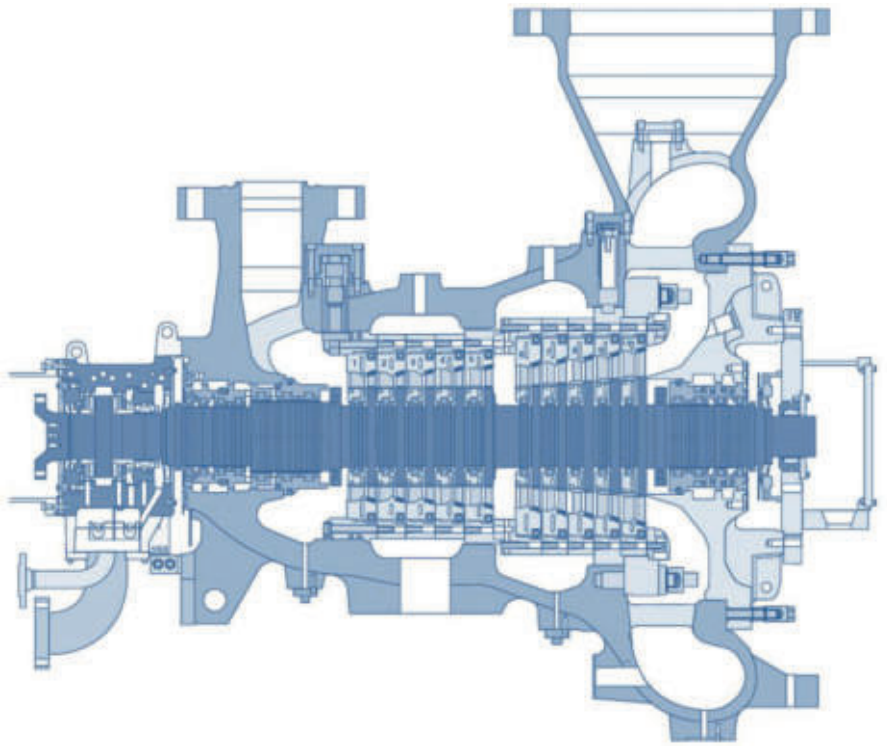


Рис. 10.6. Продольный разрез паровой турбины серии SST-700 компании Siemens

Примеры комбинации стандартных модулей для паровых турбин серии SST-300 представлен на рис. 10.7 и серии SST-400 компании Siemens – на рис. 10.8.

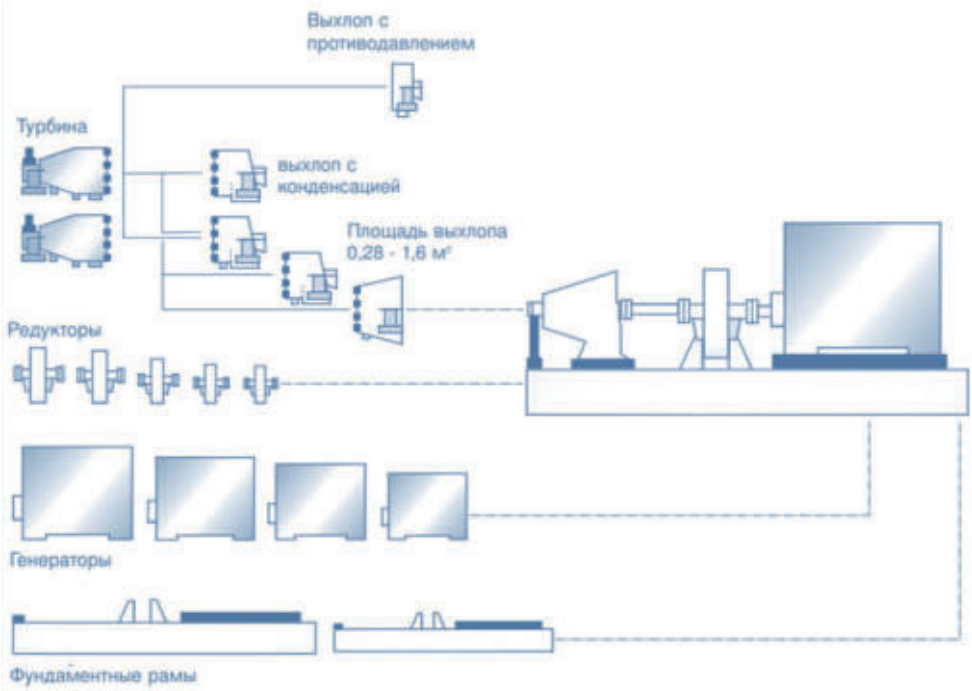


Рис. 10.7. Комбинирование стандартных библиотечных модулей при формировании профиля паровых турбин серии SST-300 компании Siemens

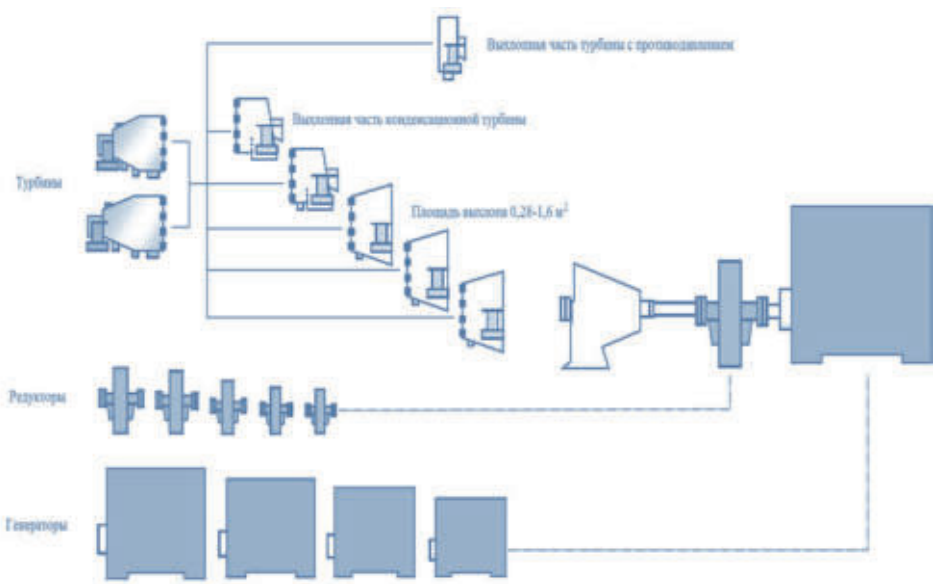


Рис. 10.8. Комбинирование стандартных библиотечных модулей при формировании профиля паровых турбин серии SST-400 компании Siemens

На рис. 10.9 представлена 3Д-модель паровой турбины серии SST-800, на котором цветами выделены стандартные библиотечные модули.



Рис. 10.9. 3Д-модель модульной конструкции паровой турбины серии SST-800: цветами выделены стандартные библиотечные модули

При разработке энергетических паровых турбин серий SST-3000...9000 также использована концепция модульного проектирования, которая обеспечивает высокую гибкость к требованиям проектов и сокращение сроков производства и вывода нового типа серии на рынок.

Модельный ряд энергетических паровых турбин компании Siemens представлен 5-ю сериями, каждая из которых, аналогично другим модельным рядам компании, имеет собственную платформу и модульную конструкцию, позволяющие обеспечить индивидуальные требования проектов по назначению, принципиальной схеме, параметрам и технико-экономическим показателям.

Конструкция модульной платформы паровой турбины серии SST-9000 обеспечивает гибкость и позволяет обеспечить требования проектов в диапазоне мощности от 1000 до 1900 МВт при различных условиях эксплуатации.

На рис. 10.10 представлена схема комбинирования стандартных библиотечных модулей при формировании профиля паровых турбин серии SST-9000 компании Siemens.

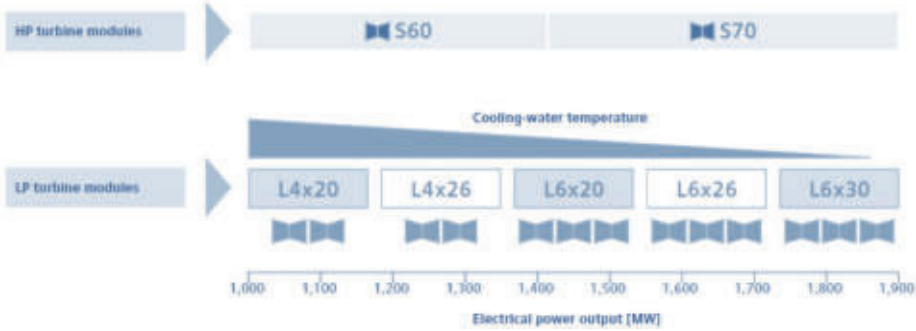


Рис. 10.10. Схема комбинирования стандартных библиотечных модулей при формировании профиля паровых турбин серии SST-9000 компании Siemens

На рис. 10.11 представлен продольный разрез паровой турбины серии SST-9000, на котором цветами выделены стандартные библиотечные подмодули.

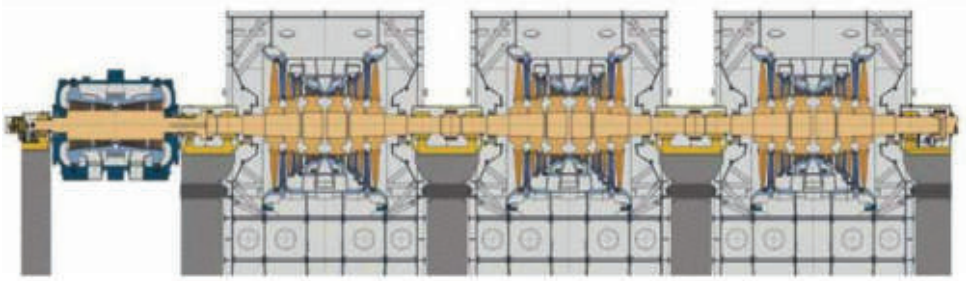


Рис. 10.11. Продольный разрез паровой турбины серии SST-9000 компании Siemens: цветами выделены стандартные библиотечные подмодули

На рис. 10.12 представлена 3Д-модель паровой турбины серии SST-9000, на котором цветами выделены стандартные библиотечные модули.

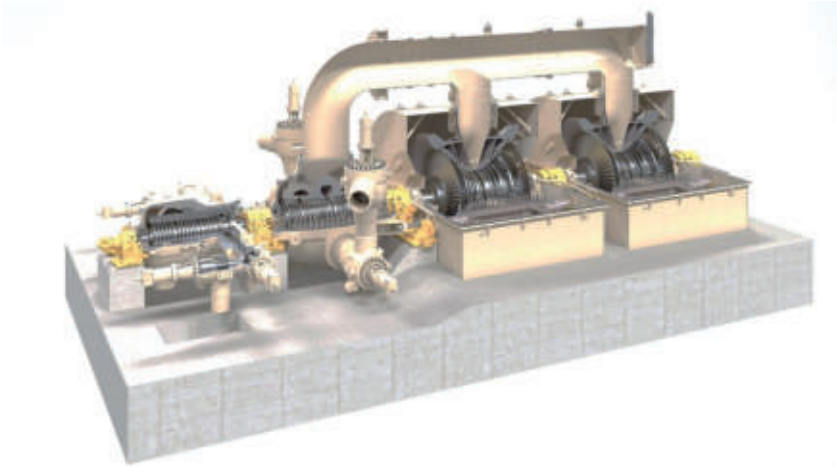


Рис. 10.12. 3Д-модель модульной конструкции паровой турбины серии SST-9000 компании Siemens: цветами выделены стандартные библиотечные модули

10.2. Паровые турбины Mitsubishi Power

Mitsubishi Power располагает широким номенклатурным рядом паровых турбин, что позволяет гибко адаптировать каждую турбину в соответствии с потребностями проекта, сохраняя высокую эффективность и надежность оборудования. На рис. 10.13 представлен номенклатурный ряд паровых турбин производства компании Mitsubishi Power, который разделен на четыре модельных ряда: паровые турбины для геотермальных станций, промышленные паровые турбины, паровые турбины для ТЭС, паровые турбины для АЭС.

Паровые турбины малой и средней мощности проектируются на основе концепции модульного проектирования (MD), в которой используются стандартизированные модули, такие как клапанные коробки и выхлопные патрубки части низкого давления. Эти стандартные модули выбираются в соответствии с требованиями проекта и объединяются для формирования конструкции турбины в по потребностям заказчика.

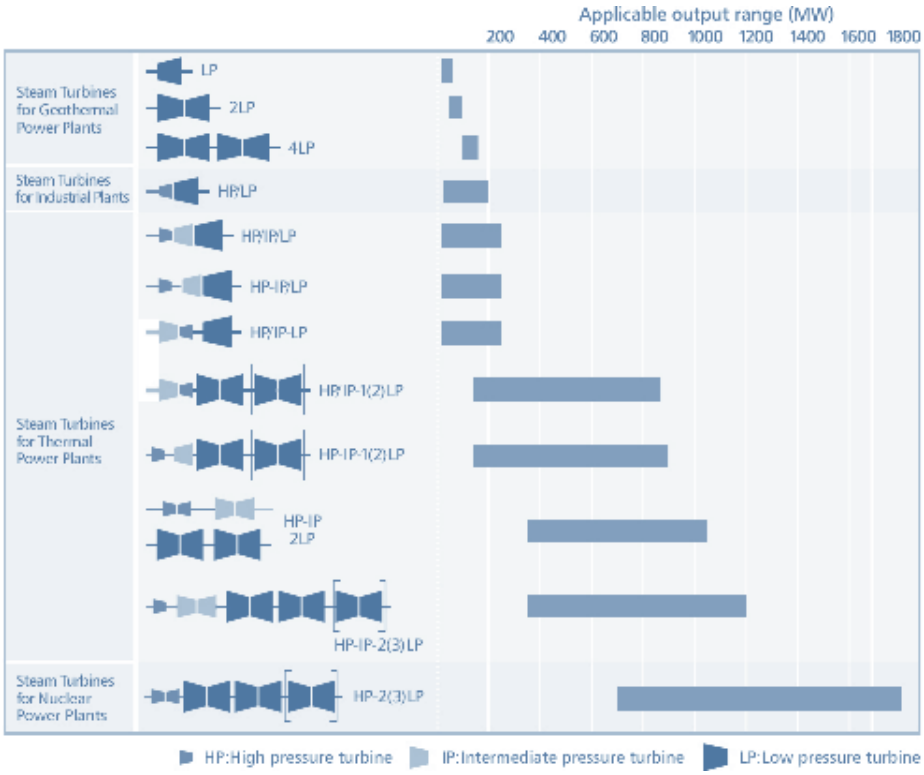


Рис. 10.13. Номенклатурный ряд паровых турбин производства компании Mitsubishi Power

На рис. 10.14 представлен продольный разрез паровой индустриальной турбины Mitsubishi Power модульного дизайна с разбивкой на модули: 1. Регулирующий клапан; 2. Регулирующий клапан отбора пара; 3. Выхлопной патрубок; 4. Валоповоротное устройство; 5. Патрубок отбора пара; 6. Блок переднего подшипника; 7. Сервомотор; 8. Упорный подшипник; 9. Опорный подшипник; 10. Камин переднего уплотнения высокого давления; 11. Муфта соединения турбина-генератор.

Компания Mitsubishi Power – одна из немногих мировых производителей паротурбинного оборудования, кто особое внимание уделяет повышению параметров парового цикла, развивая направление высокоэффективных угольных тепловых электростанций.

На сегодняшний день компания как передовая среди мировых производителей в данном направлении уже поставила несколько паротурбинных установок, работающих на ультра супер сверхкритических параметрах при температурах свежего пара 600 °С и промежуточного перегрева пара 620 °С. В настоящее время они стремятся к следующему технологическому прорыву, разрабатывая паровые турбины следующего поколения для работы при сверхкритических параметрах пара: 700 °С и давлении до 35 МПа.

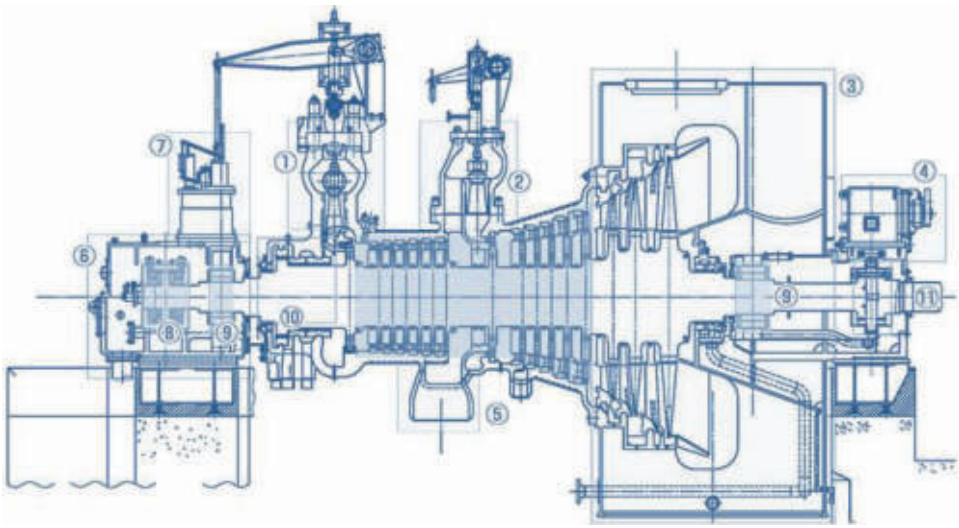


Рис. 10.14. Продольный разрез паровой индустриальной турбины модульного дизайна с разбивкой на модули

На рис. 10.15 показано развитие паротурбинного оборудования компании Mitsubishi Power, связанное с повышением параметров пара и развитием принципиальных тепловых схем, в том числе с введением двойного промежуточного перегрева пара.

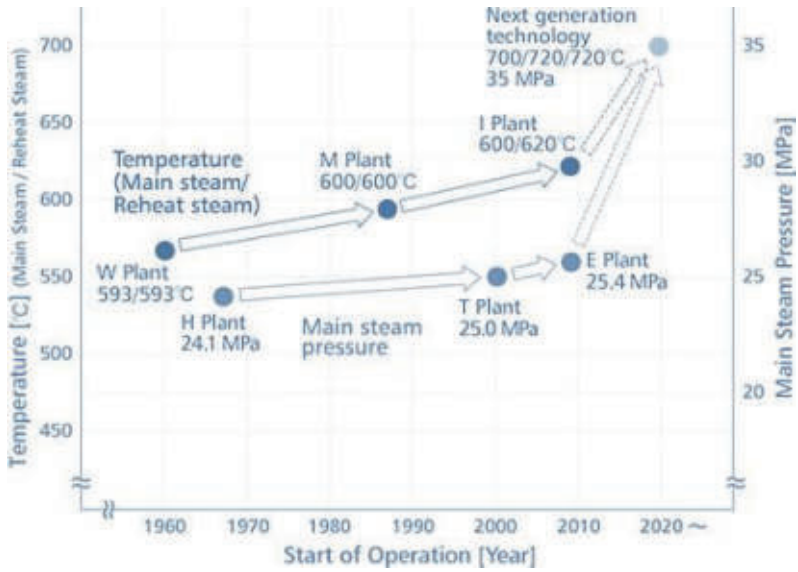


Рис. 10.15. Повышением параметров пара паротурбинного оборудования компании Mitsubishi Power

На рис. 10.16 представлена 3Д-модель паровой турбины компании Mitsubishi Power из серии, используемой в диапазоне мощностей от 150 до 900 МВт.

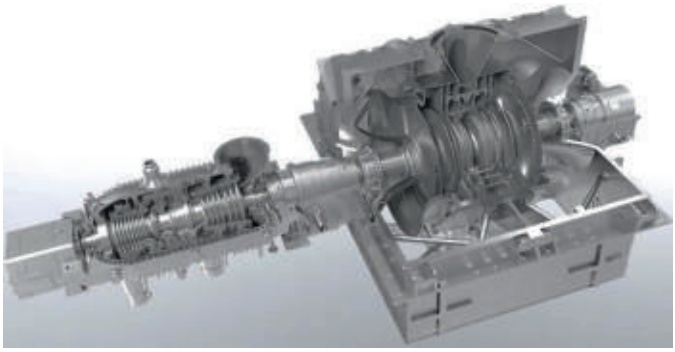


Рис. 10.16. 3Д-модель паровой турбины компании Mitsubishi Power серии, используемой в диапазоне мощностей от 150 до 900 МВт

10.3. Паровые турбины Ansaldo Energia

Паровые турбины производства Ansaldo Energia имеют модульную конструкцию. Каждая модель представляет собой комбинацию апробированных модулей, спроектированных в различных размерах, чтобы обеспечить широкий диапазон мощностей и областей применения. Доступны различные варианты материалов для соответствия различным условиям пара вплоть до самых передовых сверхкритических (600/620 °C).

На рис. 10.17 представлен номенклатурный ряд паровых турбин производства компании Ansaldo Energia, который разделен на три модельных ряда: паровые турбины для геотермальных станций, паровые турбины с промежуточным перегревом пара и без промежуточного перегрева пара различного назначения для ТЭС и АЭС.

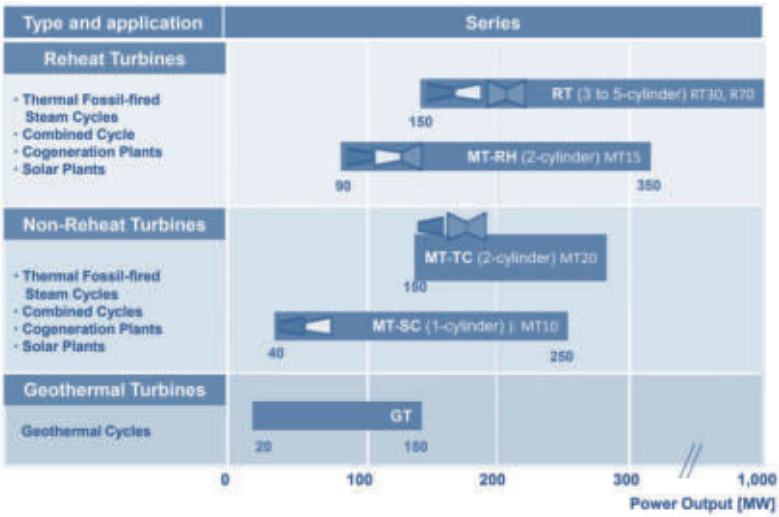


Рис. 10.17. Номенклатурный ряд паровых турбин Ansaldo Energia

В соответствии с конструкторской идеологией компании Ansaldo Energia каждый модельный ряд содержит модели, например, RT 30, R 70, MT 10, MT 15, MT 20, GT 60, каждая из которых содержит конфигурации, комбинированные с использованием стандартных отработанных модулей.

На рис. 10.18 представлены продольные разрезы нескольких моделей паровых турбин с промежуточным перегревом пара компании Ansaldo Energia.

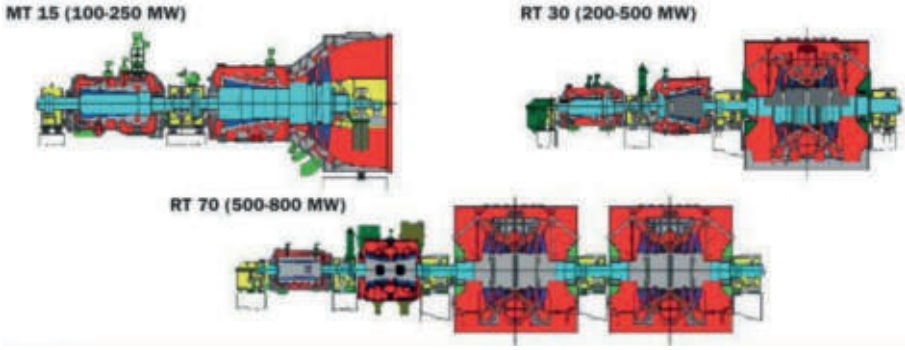


Рис. 10.18. Продольные разрезы паровых турбин модельного ряда с промежуточным перегревом пара моделей MT 15, RT 30, RT 70 компании Ansaldo Energia: цветами выделены стандартные библиотечные подмодули

10.4. Doosan Skoda Power

Номенклатурный ряд паровых турбин компании Doosan Skoda Power совмещает использование модульной конструкции, используемые решения, базируемые на модульном дизайне турбин серий (ранее серий MTD 10…MTD 80), и индивидуальные проекты паровых турбин. Такая синергия модульной концепции с индивидуальными проектами позволяет эффективно обеспечить индивидуальные требования проектов в диапазоне мощности с 3 до 1500 МВт, с температурами свежего пара от 230 до 621 °С и давлением свежего пара от 30 до 300 бар.

На рис. 10.19 представлен номенклатурный ряд промышленных паровых турбин производства компании Doosan Skoda Power мощностью до 80 МВт с различными схемными решениями, оборотами и назначением.

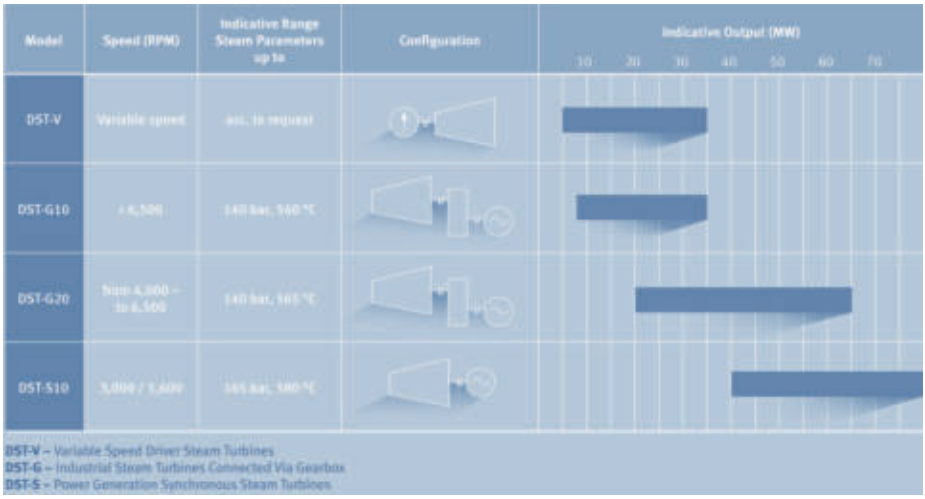


Рис. 10.19. Номенклатурный ряд промышленных паровых турбин производства компании Doosan Skoda Power

На рис. 10.20 представлен номенклатурный ряд средних и крупных паровых турбин производства компании Doosan Skoda Power мощностью до 1500 МВт с различными схемными решениями, оборотами и назначением.

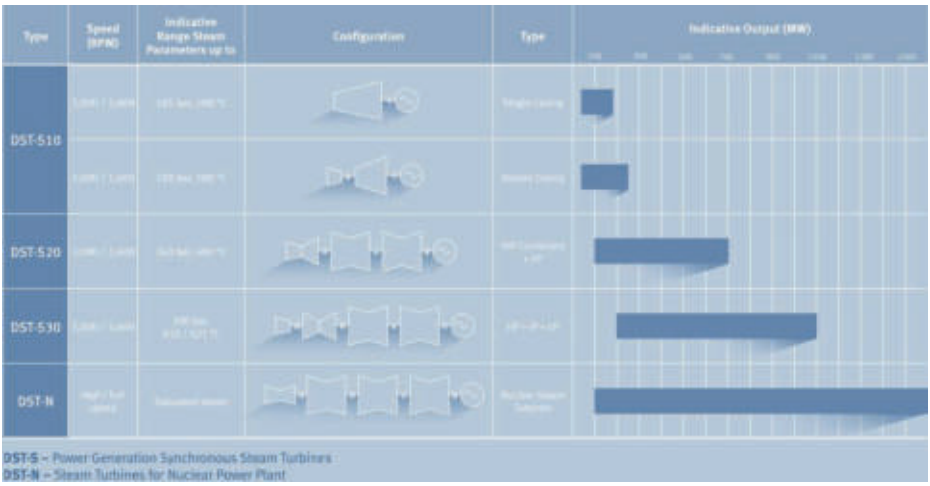


Рис. 10.20. Номенклатурный ряд средних и крупных паровых турбин производства компании Doosan Skoda Power мощностью до 1500 МВт

На рис. 10.21 представлена 3Д-модель паровой турбины модели DST-S10 компании Doosan Skoda Power.

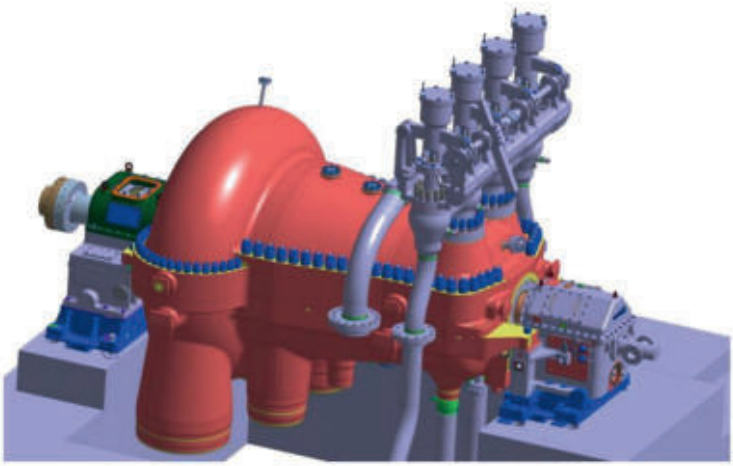


Рис. 10.21. 3Д-модель модульной конструкции паровой турбины модели DST-S10 производства компании Doosan Skoda Power: цветами выделены стандартные библиотечные модули

10.5. Паровые турбины General Electric

Компания General Electric разрабатывает и производит паровые турбины модульной конструкции для ПСУ и ПГУ ТЭС, геотермальных и атомных электростанций. Каждая модульная платформа позволяет учитывать широкие диапазоны условий эксплуатации и назначений, то есть разработку и эксплуатацию

турбин и турбоустановок данной платформы при разных параметрах пара на входе, отборах и принципиальных тепловых схемах.

Паровые турбины General Electric спроектированы для обеспечения максимальной эффективности и маневренности. Их модульная конструкция позволяет учитывать все требования заказчика и предлагать индивидуальные решения. Турбины оптимизированы для быстрого монтажа и проведения пусконаладочных работ, а также для сокращения операционных расходов (большой межремонтный интервал, короткий срок ремонта), повышая эффективность эксплуатирующих компаний.

Паротурбинные установки с промежуточным перегревом пара на модульной платформе STF-D обеспечивают выдачу мощности в диапазоне от 100 до 1200 МВт.

Паротурбинные установки типа STF-D250 и STF-A200 мощностью от 50 до 300 МВт без промежуточного перегрева пара предназначены для различного применения, включая работу в составе парогазовых блоков.

Платформа STF может быть адаптирована в соответствии с конкретными требованиями проекта и Заказчика. Модульная платформа STF – это инновационные наборы с предварительно спроектированными модулями, которые позволяют гибко конфигурировать турбину и комбинировать цилиндры.

Номенклатурный ряд паровых турбин компании представлены на рис. 10.22.

№	Модульная платформа	Тепловая схема	Параметры пара		Диапазон мощности, МВт	Конфигурация цилиндров
			Давление, бар	Температура свежего пара/ пара промперегрева, °С		
1	ARABELLE 1700	атомная электростанция	до 75	до 300 / -	1200 – 1900	
2	ARABELLE 1100				700 – 1200	
3	STF-N700				500 – 800	
4	STF-D650	с промежуточным перегревом, различного назначения	до 190	до 585 / 585	200 – 700	
5	STF-A650 (MT)				100 – 300	
6	STF-D250	без промежуточного перегрева, различного назначения	до 140	до 565 / -	100 – 300	
7	STF-A200 (MT)				50 – 250	
8	STF-A100 (GRT)				20 – 135	
9	STF-G220 (GST)	геотермальная электростанция	до 16	до 360 / -	20 – 50	
10	STF-D2250	с двойным промежуточным перегревом, ультра супер сверхкритика	до 330	до 620 / 630	600 – 1200	
11	STF-D1250	с промежуточным перегревом, ультра супер сверхкритика		до 650 / 670	400 – 1200	
12	STF-D1050	с промежуточным перегревом, ультра супер сверхкритика	до 300	до 600 / 620	200 – 1200	
13	STF-A1050			до 600 / 600	150 – 300	
14	STF-D850	с промежуточным перегревом, супер сверхкритика	до 245	до 585 / 585	200 – 1000	
15	STF-A850				150 – 300	

Рис. 10.22. Номенклатурный ряд паровых турбин General Electric

Паровая турбина типа STF-D250 имеет полностью модульную конструкцию или, как обозначает производитель, архитектуру. 3Д-модель представлена на рис. 10.23.

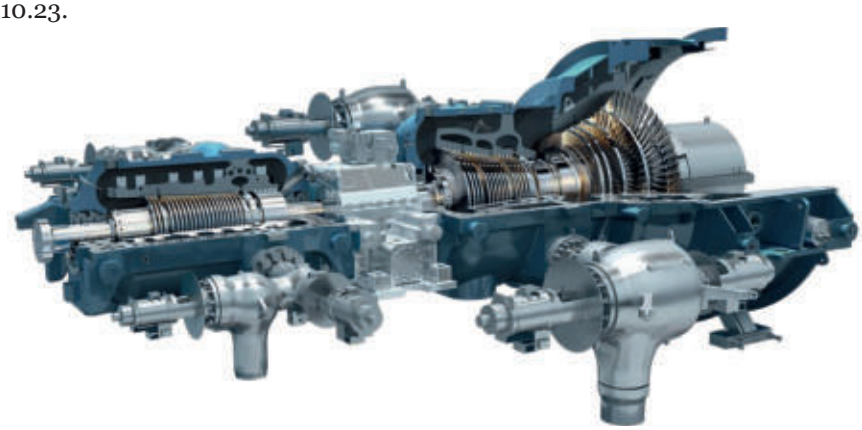


Рис. 10.23. 3Д-модель модульной конструкции паровой турбины компании General Electric типа STF-D250

Модульная конструкция паровых турбин General Electric обеспечивает высокую степень индивидуализации в соответствии с конкретными условиями и может обеспечивать регулируемые и нерегулируемые отборы и также подводы пара разных контуров ПГУ. С 2015 года, после объединения General Electric и Alstom, по настоящее время происходит объединение номенклатурных рядов, библиотек модулей, технологических и научно-технических возможностей и подходов различных школ и площадок компании. Модули как взаимозаменяемые статорные конструкции соединяются единообразными фланцевыми соединениями, что позволяет подбирать разные паровпускные части с разным парораспределением, средние части с различными патрубками отборов и подводов, выхлопные части с разными осями выхлопа для конкретных компоновочных решений, а проточная часть адаптируется под конкретные условия, чтобы достичь высоких технико-экономических показателей. При этом используется как активное, так и реактивное облопачивание. Уровень модульности находится на высоком инновационном уровне и несколько снизился при объединении, но это компенсировалось увеличением библиотек и расширением производственно-технологических площадок, что тоже временно накладывает ограничения на готовность отдельных производственных площадок оперативно производить ранее не выпускавшиеся элементы и требует время на технологическую подготовку производства и перестройку производственных мощностей.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 10

1. Перечислите ведущие зарубежные энергомашиностроительные предприятия.
2. Перечислите возможности применения конструктивных элементов паровых турбин SST-700 и SST-900 с точки зрения унификации и модульности их конструкции.
3. Какая энергомашиностроительная компания разрабатывает проект паровой турбины для работы при ультра-сверхкритических параметрах пара: 700 °С и давлении до 35 МПа?
4. Как называется модульная платформа, применяемая для проектирования паровых турбин General Electric?

ГЛАВА 11. МОДУЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Ключевыми направлениями развития паротурбостроения являются вопросы совершенствования инструментов и средств разработки, производства, эксплуатации и управления жизненным циклом (ЖЦ) основного и вспомогательного оборудования.

Наблюдения показывают, что мероприятия по совершенствованию подготовки производства и собственно изготовления часто проводятся разрозненно без общей идеи, с различием подходов, инструментов и средств решения, что приводит к дублированию работ, отсутствию общей линии развития до цели и иногда несовместимостью. Нерациональное и неравномерное решение задач должно меняться в пользу системного подхода к развитию предприятия, его продуктов и инструментов управления ЖЦ продукции.

Трудоемкость работ по созданию и производству сложного наукоемкого основного и вспомогательного оборудования настолько велика, что совершенно точно технически и экономически оправдан отказ от индивидуального проектирования и производства. Следует использовать не только унификацию, но и четко отлаженные принципы и методологию, позволяющие применять глубоко проработанный модульный подход с разносторонне и многофакторно оптимизированной архитектурой конструкции и компоновки оборудования и собственно самих используемых модулей.

Развитие отечественного энергомашиностроения, особенно в последние годы, показало, что текущий и перспективный уровни конкурентоспособности могут быть обеспечены за счет радикального увеличения степени унификации и внедрения модульных конструкций паровых турбин. Это положение также подтверждается направлением развития основных мировых компаний разработчиков и производителей такого оборудования.

Пределы унификации, типизации и стандартизации ограничивает и останавливает развитие конструкторско-технологической подготовки производства (КТПП), оборудования и его производства, поэтому нужна новая идея, позволяющая обеспечить единый системный подход к развитию и росту вплоть до взрывного на фоне остановившихся конкурентов. Такой новой идеей или даже идеологией может стать методологическое применение модульного принципа создания оборудования [52].

Реализация новой идеи по внедрению модульного проектирования основного и вспомогательного паротурбинного оборудования позволит разрабатывать и совершенствовать паровые турбины и паротурбинные установки с использованием новых принципов и технических решений, позволяющих добиться высоких технико-экономических и эксплуатационных показателей при сниженных затратах на КТПП и изготовление оборудования, а также с минимальными временными и финансовыми затратами выполнять реконструкцию и сервисное обслуживание такого действующего оборудования путем смены модулей.

Отечественный опыт разработки паровых турбин позволяет сделать вывод о возможности достижения доли унификации 50-60 % во всем номенклатурном ряде и 90 % внутри группы ряда, то есть ограниченного ряда (семейство или серия

турбин), что достигается как раз, при использовании модульных принципов и подходов к КТПП.

Разберем некоторую практику паротурбостроения мировых производителей. Компания General Electric разрабатывает и производит паровые турбины модульной конструкции (см. гл. 10). В портфолио есть несколько номенклатурных рядов паровых турбин для ПСУ и ПГУ ТЭС, геотермальных и атомных электростанций станций, использующих несколько различных «модульных платформ» паровых турбин. Каждая модульная платформа позволяет учитывать широкие диапазоны условий эксплуатации и назначений, то есть разработку и эксплуатацию турбин и турбоустановок данной платформы при разных параметрах пара на входе, отборах и принципиальных тепловых схемах.

Компания Siemens разрабатывает и производит паровые турбины модульной конструкции, в которую заложена идеология эффективного обеспечения ЖЦ оборудования. При этом, необходимо отметить, что все таки, учитывая необходимость ограничить номенклатурный ряд турбин и библиотеку модулей, а также сократить затраты на адаптацию к требованиям проекта и оптимизацию модулей под такие требования, технико-экономические показатели таких паровых турбин Siemens проигрывают аналогам, которые индивидуально разработаны и произведены конкурентами, которые, в свою очередь, по показателям надежности и эксплуатации уступают отработанным и серийно выпускаемым образцам компании Siemens.

Анализ оптимальности показателей (технико-экономические показатели, массогабаритные характеристики и оптимальность конструкции) одноцилиндровых паровых турбин различных производителей с разными подходами к проектированию: «базовая платформа», модульный принцип и индивидуальное проектирование показал, что нельзя делать выводы о преимуществах подходов для конкретных конструкций паровых турбин определенной мощности и о выявленных закономерностях, однако, с учетом опыта реализации различных проектов паровых турбин и вспомогательного оборудования турбоустановок делаем следующие выводы:

- при реализации проектов паровых турбин с разработкой индивидуальных конструкций возможно добиться их максимальных технико-экономических показателей, самых высоких параметров и показателей конструкции оборудования, превышающих аналогичные показатели подобных образцов техники, разработанной с использованием унификации, модульных подходов и «базовой платформы» для модельного ряда; однако, достижение таких успехов обеспечивается при одновременном увеличении трудоемкости, длительности и себестоимости на КТПП и собственно производство такого оборудования и самое важное (!) снижается эффективность обслуживания ЖЦ и, как следствие, значительно увеличивается стоимость ЖЦ, так как предприятие-разработчик и производитель не может себе позволить удельно (!) затрачивать трудовые, материальные, временные и финансовые ресурсы на разработку и сопровождение документации на индивидуальные детали, сборочные единицы, системы и оборудование в целом больше, чем такие ресурсы, выпускаемые серийно для унифицированных и модульных конструкций;

- при формировании отдельных модельных рядов и номенклатурного ряда предприятия в целом из индивидуальных проектов паротурбинного оборудования предприятию и его конструкторскому и технологическим подразделениям не удастся добиваться «самых высоких параметров и показателей конструкции оборудования, превышающих аналогичные показатели подобных образцов техники разработанной с использованием унификации, модульных подходов и «базовой платформы»», так как на индивидуальные проекты будут затрачиваться значительные вышеупомянутые ресурсы, причем не только на разработку и производство индивидуальных специальных проектов, но и на сопровождение ЖЦ на высоком уровне эффективности и оптимальности, поэтому даже если в отдельных индивидуальных проектах не будет использоваться неоптимальная для проекта унификация и будут достигаться высокие показатели оборудования и его ЖЦ, то в диапазонах различных мощностей, параметров пара и разных назначений между такими проектами будут разработаны проекты их адаптации под другие задачи; при этом при не оптимально выстроенной классификации и построении номенклатурного ряда, то есть неправильно выбранных базовых моделей, «провалы» проектов адаптации будут все более значительны;

- при любом конструкторском подходе можно добиться максимальной эффективности ЖЦ оборудования и высоких средневзвешенных показателей оборудования всего номенклатурного ряда оборудования предприятия, то есть высоких показателей всех образцов, возможно только при одновременном (!) «закладывании» всех конструктивных особенностей всех типов и модификаций оборудования исходя из конструктивной преемственности, которая позволяет добиться оптимальности составных частей оборудования;

- в случае если, учитывая выше обозначенные выводы, в одновременно проектируемом ряде будет использовано правильное разделение на составные части, то есть их автономность и преемственность, то возможно будет следующими шагами и в следующих модификациях автономно выполнять задачи оптимизации этих составных частей и автономно заменять их на другие; таким образом, именно модульный подход и в целом модульная концепция проектирования, позволяет добиваться максимальной эффективности ЖЦ оборудования и его высоких показателей с возможностью их малозатратной оптимизации;

- модульный принцип проектирования, а точнее использование модульной концепции создания и совершенствования номенклатурного ряда паровых турбин, в которую заложен «принцип LEGO» и единая библиотека стандартных модулей/подмодулей, позволяет добиться большей эффективности ЖЦ всего оборудования турбинного предприятия и более высоких средневзвешенных показателей оборудования, чем использование «базовой платформы», то есть преимущественно раздельных библиотек для каждой из платформ, создаваемых для серии, семейства с большей оптимизацией составных частей для данного ограниченного модельного ряда; такой вывод объясняется фактами, указывающими на создание оптимизированной «скорлупы» с ограниченными возможностями опционной замены частей и систем, что вполне доказывается ограниченностью затрат ресурсов на развитие опций и самой платформы, которые,

как правило, развиваются дискретно по отдельному проекту, что является несколько схожим определением с индивидуальным проектированием за одним лишь исключением: проектируется «базовая платформа», то есть «серия», а не индивидуальный проект; такая «серия» со своими функциональными ограничениями библиотеки «базовой платформы» предлагается и продается Заказчику, который вынужден адаптировать проект к турбине, а не наоборот (!), что «позволительно» только Siemens, что до недавнего времени при достаточности размеров мировых рынков сбыта удавалось практиковать компании в модельном ряде промышленных паровых турбин взамен на предложения поставки с короткими сроками поставки и сравнительно высокими показателями при достаточно гибкой ценовой политике, но в ущерб показателям проекта в целом. Такие проекты адаптации использования паровой турбины, профиль которой подбирается на основании библиотеки и схемы «базовой платформы» также касается блочно-модульных концепций. В таких случаях, например, в турбоустановке вынужденно используется редуктор, так как у поставщика в номенклатурном ряду нет собственного генератора на нужные обороты и характеристики, а на турбину с генератором другого производителя не предоставляются гарантийные обязательства, то есть поставка осуществляется только «пакетом», который не является оптимальным для проекта.

Развитие отечественной унификации и создания модельных рядов паровых турбин разных типов и принципиальных схем с одновременным ростом установленной мощности агрегатов, с переходом к разработке и производству крупных турбин с уменьшением числа ступеней и цилиндров, что связано со потребностью стремительного роста энергетики, которая несколько запаздывала за ростом промышленности. Такие задачи решались с созданием одновременно быстроходных турбин мощностей 50 и 100 МВт с частотой вращения 3000 об/мин, что решало задачи двух этапов удвоения единичной мощности [53]. Одна из самых наукоемких задач – разработка последней ступени – была общей для этих турбин: однопоточной для одноцилиндровой К-50-90 с одновенечной регулирующей ступенью и двухцилиндровой с двухпоточным ЦНД К-100-90. Помимо такой унификации на этом этапе развития паротурбостроения использовалась прогрессивная унификация: ступени ЧНД в целом, элементы ЦВД с паровыми коробками, передний подшипник, узлы регулирования, выхлопные патрубки и др. Такие подходы и решения с учетом опыта разработки, производства и эксплуатации использовались и на ЛМЗ и на ХТГЗ, что позволяло быстро развивать энергосистемы. Однако, с формированием расширенного ряда паровых турбин различного типа, мощности и решений приводило к разнообразию типоразмеров и к конструктивно-технологическим излишествам, что неблагоприятно сказывалось на унификации в номенклатурном ряду каждого завода и увеличению стоимости, сроков разработки и изготовления, и, как следствие, необоснованной загрузке ресурса конструкторов, технологов и дефицитных, особенно на тот период развития, производственных мощностей. В тот момент стали очевидным проблемы дефицита ресурса сопровождающего ЖЦ оборудования и необходимость формирования профиля номенклатурного ряда с учетом горизонта планирования

развития и различных уровней унификации оборудования в модельном ряду конкретного завода.

Задачи по унификации основного и вспомогательного паротурбинного оборудования ставились не только турбинным предприятиям, но и головным отраслевым научно-исследовательским институтам, что позволяло решать сложные, масштабные и при развитии оборудования не только отдельно турбин, а модельных рядов и в целом в связке турбин, котлов, генераторов и вспомогательного оборудования. При этом масштабы касались не только межзаводской или межотраслевой, но и межгосударственной кооперации, так как охватывали страны СССР и СЭВ, поэтому история развития унификации паровых турбин касается всех этапов развития отечественного энергомашиностроения, имеет свои особенности и достойно отдельного внимания.

При разработке и постановке на производство новых турбин, даже несмотря на поставленные стратегические задачи сокращения издержек и повышение уровня конструктивной и технологической унификации в условиях отсутствия опыта в разработке и эксплуатации принципиально новых образцов техники принималось решение о разработке не только в рамках детальных эскизно-технических и технических проектов, но и с доведением до производства и эксплуатации сразу нескольких вариантов оборудования с дальнейшим выбором наилучшего. Необходимо отметить, что этапы разработки, подготовки производства и производства с дальнейшими стендовыми и натурными испытаниями с накоплением опыта занимало продолжительные периоды времени, до десятилетия, что предопределяло необходимость в условиях развития экономики семимильными шагами выпускать серийно стандартные турбины со стремлением развития межзаводской и межотраслевой кооперации и унификации.

Развитие подходов отечественных отраслевых институтов и профильных турбинных заводов к унификации двигалось по синусоиде с выбираемыми решениями по повышению уровня унификации и при проектировании некоторых образцов со снижением унификации в пользу индивидуальных решений и увеличения технико-экономических показателей.

Добиться обеспечения повышенных требований проекта не удается только за счет подбора или адаптации новой проточной части с использованием стандартных библиотечных модулей. Особенно это касается случаев, когда требования проекта имеют значительные отклонения по мощности, параметрам пара и принципиальной схеме турбоустановки. При этом справедливо добавить, что это касается не только использования платформ/базовых конфигураций в диапазонах больших мощностей и параметров, но и при неоправданном использовании непрофильного оборудования, например, в отсутствии у производителя/партнера необходимого генератора на 3000 об/мин используется генератор на 1500 об/мин с редуктором, который значительно снижает технико-экономические показатели турбоагрегата и усложняет компоновку как агрегата, так и турбоустановки.

Анализируя развитие отечественного и зарубежного паротурбостроения, необходимо обозначить, что на темпы и уровень развития унификации, а

впоследствии и модульной концепции оборудования турбинного предприятия оказывало три ключевых базовых принципа:

- правильность определения границ унификации, то есть границ семейства, построенного на одной базе/платформе;
- правильность разделения базовой турбины на модули и подмодули;
- качество обеспечения взаимозаменяемости/применимости модулей и подмодулей, характеризующее затраты на формирование профиля из стандартных библиотечных модулей.

По таким ключевым базовым принципам можно разобрать развитие отечественного паротурбостроения в период 40 – 50-х годов прошлого века. Тогда для развития паротурбостроения был выбран правильный диапазон мощности от 25 до 100 МВт и ряд 25, 50, 100 МВт с принципиально благоприятным для модульной концепции и оптимизации конструкции выделением модулей: передняя часть ЦВД, паровые и сопловые коробки, автозатворы и другие узлы системы регулирования, регулирующие клапаны, корпус переднего подшипника, фундаментные рамы. Что же касается качества взаимозаменяемости/ применимости модулей, то стоит отметить недостаточность уделения внимания конструкторов тому, чтобы была возможность формировать профиль турбин совсем без затрат на КТПП, то есть использовать документацию на модули «один к одному». При этом ранее для достижения высоких технико-экономических показателей необходимо было сформировать, отработать и оптимизировать ряд облопачивания от профилей пера рабочих и направляющих лопаток, профилей хвостовиков до в целом лопаток преимущественно ЧСД и ЧНД. Создание академическими, научно-исследовательскими институтами и заводами альбомов профилей и библиотеки облопачивания позволяло оптимизировать компоненты проточных частей и значительно снизить трудоемкость и продолжительность КТПП новых образцов техники или новых образцов семейств, так как на облопачивание с учетом масштабности и наукоемкости междисциплинарных вопросов с решением сложных расчетно-аналитических и эмпирических тепловых, газодинамических, прочностных, вибрационных, технологических задач приходится доля 40-50 % от общей трудоемкости разработки турбины. Также сокращался размер рядов направляющих и рабочих лопаток: направляющие были преимущественно не только постоянного профиля, но и группами одинаковых профилей, рабочие унифицировались рабочими колесами на разных внутренних расточках, что было связано с использованием одних и тех же степеней в разных температурных зонах при одинаковых *Gv* проточных частей разных турбин. Примером того времени по повышению уровня унификации ступеней также были ступени части высокого давления турбин до 25 МВт, в которых использовалось изменение парциальности за счет закрытия каналов. Такие подходы использовались НЗЛ и КТЗ.

Необходимо заметить, что в паровых турбинах американских производителей, например, General Electric большей мощности до 50 МВт и более поздних периодов разработки, просматривались конструктивных сходства с турбинами НЗЛ и использовался тот же самый подход подбора площадей

облопачивания с сохранением высоты ступеней и даже рабочих колес и путем закрытия каналов. Этот же подход является примером снижения КПД облопачивания, а значит и технико-экономических показателей турбин в угоду повышения уровня унификации, которого добивались в том числе за счет унификации заготовок.

Первым этапом для внедрения модульной конструкции в паротурбостроении следует выполнить разделение конструктивных схем паровых турбин предприятия на конструктивные части. Такое разделение представлено в [54, 55]. Конструктивные части выделяются одновременно во всей номенклатуре паровых турбин турбинного предприятия.

На рис. 11.1 представлен алгоритм модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении ЖЦ.



Рис. 11.1. Алгоритм модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении жизненным циклом

Шаги (1)-(3) алгоритма по выделению конструктивных частей на конструктивных схемах, а затем в турбинах всего номенклатурного ряда предприятия позволяют прийти к единообразию укрупненного разделения турбин совершенно различных конструкций, типов, схем ПТУ и мощностей на части крупнее модулей, что позволяет упростить разделение наукоемкого изделия на модули и их составные части с унификацией их по общим признакам, преимущественно избежав итерационного уточнения их разделения на всех уровнях и описания составных частей на всех уровнях.

На шаге (3) выполняется исследование конструктивных частей, что позволяет установить между ними общие признаки и оценить возможность унификации по геометрическим (размерам и соединению) и функциональным (назначению) параметрам. На рис. 11.2 показан пример с выхлопными патрубками.

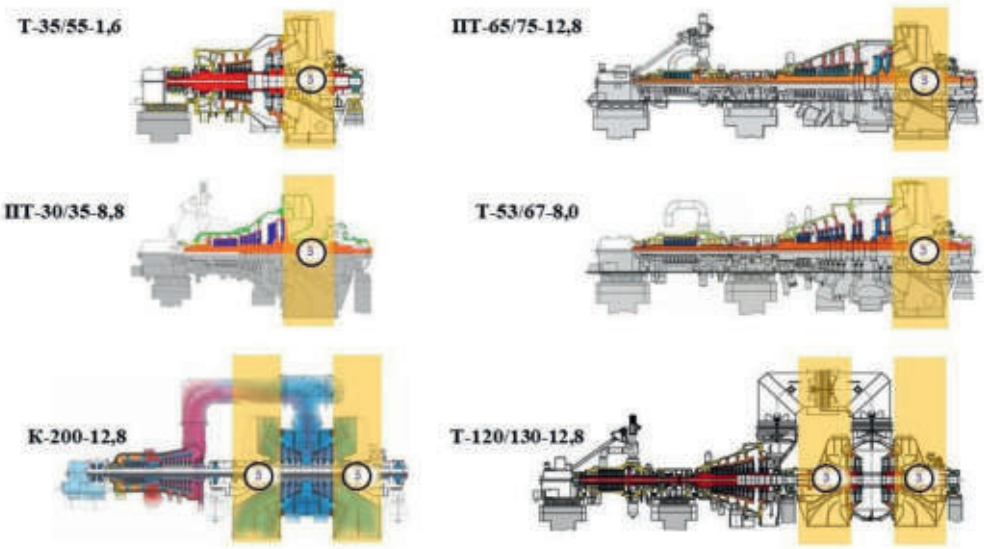


Рис. 11.2. Выделение конструктивных частей в номенклатуре паровых турбин УТЗ: (3) выхлопные патрубки

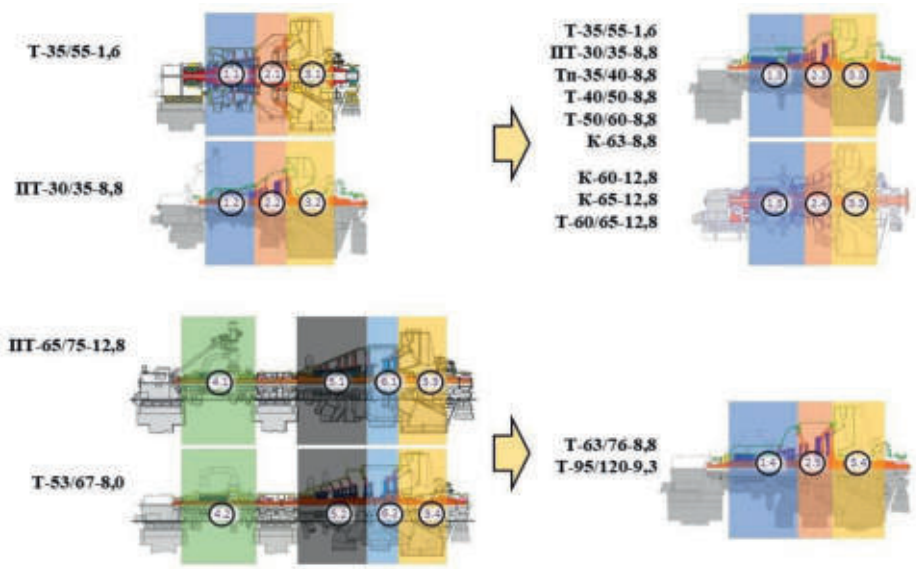


Рис. 11.3. Выявление общих признаков и унификация конструктивных частей в номенклатуре паровых турбин УТЗ: нумерация конструктивных частей в формате X.Y, где X – номер конструктивной части; Y – номер исполнения конструктивной части в ряду

Как показано на рис. 11.3 унификация сократила ряд конструктивных частей паровых турбин АО «УТЗ». Из нового меньшего ряда конструктивных частей разработан больший номенклатурный ряд турбин.

При этом некоторые типы двухцилиндровых турбин, разработанные традиционными методами КТПП (см. рис. 11.3) в модульной конструкции выполнены в одноцилиндровом исполнении.

На шагах (4)-(7) выполняется работа с модулями: выделение модулей в конструктивных частях, унификация модулей с объединением их по общим признакам, оптимизация облика и характеристик модулей с совершенствованием их конструкции и расширением назначения, что позволяет сократить их количество в библиотеке.

На основании опыта создания паровых турбин можно сформулировать основные и дополнительные принципы выделения и разработки модулей.

Модуль должен обеспечивать следующие основные принципы (требования по конструкции и технологичности):

- расширенный диапазон параметров, охватывающий всю или большую часть линейки ПТУ;
- унификация длинноцикловых заготовок;
- совместимость присоединения и унификация соединительных элементов;
- функциональность (максимальный набор возможностей по назначению);
- гибкая система однотипных библиотечных ДСЕ модуля;
- взаимозаменяемость, технологичность конструкции и сборки.

Дополнительные принципы разработки модулей (влияние условий проекта и производства):

- сокращенный срок постановки и собственно производства;
- альтернативность выбора станочного парка и технологических возможностей;
- автономность разработки одним конструкторским подразделением;
- гибкость использования типовой оснастки, приспособлений, приборов и инструмента.

Такие принципы, по которым заданы значения или диапазоны значений, позволяют ограничить библиотеку модулей с возможностью применения одних и тех же модулей в максимальном количестве паровых турбин различного типа, назначения, принципиальных схем, а также задействовать для разработки конкретного модуля ограниченное количество конструкторов одного подразделения, которое имеет возможность автономной разработки модулей, при этом при изготовлении иметь максимальную альтернативу выбора станочного оборудования, что позволяет широко использовать внутризаводскую, внутригрупповую, внешнюю кооперацию.

Последние шаги (8) и (9) алгоритма модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении ЖЦ связаны с компоновкой турбин из библиотечных модулей, наполнением и адаптацией параметрических элементов, что будет описано далее и сопровождением ЖЦ оборудования с обеспечением «обратной связи» с каждого его этапа с целью

формирования системной работы по циклу оптимизации модулей и конструкций оборудования (см. рис. 11.1).

На рис. 11.4 представлен алгоритм работы с модулем, который также, как весь модульный подход, зациклен «обратной связью» на изменение модуля с целью унификации модулей с расширением их функционального назначения и совершенствования конструкции.

Внедрение модульного проектирования паровых турбин позволяет обеспечивать сокращение трудоемкости и длительности разработки и производства на 25-30 % и изготавливать образцы из номенклатурного ряда в течение 10-14 месяцев против 14-20 месяцев с использованием традиционных подходов к КТПП и производству.



Рисунок 11.4 – Алгоритм работы с модулем

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К ГЛАВЕ 11

1. В чем преимущество модульного проектирования по сравнению с традиционным индивидуальным проектированием?
2. Какая доля унификации узлов и изделий может быть достижима во всем номенклатурном ряде паровых турбин завода-изготовителя?
3. Перечислите основные мероприятия алгоритма модульного подхода создания паровой турбины и совершенствования ее конструкции при управлении жизненным циклом изделия.
4. Какие основные требования по конструкции и технологичности предъявляются к библиотечному модулю при модульном проектировании паровой турбины?
5. На сколько в процентном соотношении сокращается трудоемкость и длительность разработки и производства паровых турбин при внедрении модульного принципа проектирования?

СПИСОК ЛИТЕАРАТУРЫ

1. Бродов Ю. М. Турбина – это очень просто / Ю. М. Бродов, М. А. Ниренштейн, И. Б. Мурманский; под общ. ред. Ю. М. Бродова; М-во образования и науки Российской Федерации, Уральский федеральный ун-т им. Б. Н. Ельцина, Уральский энергетический ин-т. - Екатеринбург: УрФУ, 2012. - 123 с.

2. Трухний А. Д., Баринберг Г. Д., Русецкий Ю. А. Исследование целесообразности использования уходящих газов газотурбинной установки для нагрева питательной воды в паротурбинной установке с турбиной Т-110/120-12,8 // Теплоэнергетика. 2006. № 2. С. 16–20.

3. Баринберг Г. Д., Кортенко В. В., Коган П. В. Эффективность привлечения теплофикационных турбин для покрытия пиков и провалов графика электрических нагрузок // Тяжелое машиностроение. 2002. № 2. С. 12–14.

4. Баринберг Г. Д., Коган П. В. Эффективность теплофикационной паровой турбины Тп-110/120-12,8-12М в составе ПГУ // Теплоэнергетика. 2003. № 6. С. 12–15

5. Ольховский Г. Г. Применение ГТУ и ПГУ на электростанциях // Энергорынок. 2004. № 5.

6. Баринберг Г. Д. Теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,4 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ / Г. Д. Баринберг, А. Е. Валамин, А. А. Гольдберг, А. А. Ивановский, А. Ю. Култышев, В. Б. Новоселов, Х. К. Панэке Агилера, Ю. А. Сахнин // Теплоэнергетика. 2009. № 9. С. 15–23.

7. Цилиндр паровой турбины с регулирующим отсеком: пат. 2576392 Российская Федерация / А. Е. Валамин, А. Ю. Култышев, Ю. А. Сахнин, М. Ю. Степанов // Б. И. 2016. № 7.

8. Левин А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Левин, К. Н. Боришанский, Е. Д. Консон. Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.

9. Опыт повышения надёжности и износостойкости элементов проточной части паровых турбин / А. И. Шкляр, Л. Д. Жученко, В. В. Ермолаев [и др.] // Теплоэнергетика. 2007. № 4. С. 4–7.

10. Анализ показателей надёжности теплофикационных турбин / Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов, А. Е. Валамин [и др.] // Теплоэнергетика. 2011. № 1. С. 40–43.

11. Рыженьков В. А. Современное состояние и способы решения проблемы эрозионного износа лопаток влажно-паровых ступеней турбин / В. А. Рыженьков, А. И. Лебедев, А. Ф. Медников // Теплоэнергетика. 2011. № 9. С. 8–13.

12. Казанский В. Н. Подшипники и системы смазывания паровых турбин / В. Н. Казанский, А. Е. Языков, Н. З. Беликова. Челябинск: Цицеро, 2004. 484 с.

13. Кортенко В. В. Повышение надёжности, экономичности и совершенствование методов расчета упорных подшипников мощных паровых турбин: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. В. Кортенко. Л., 1990. 22 с.

14. Бененсон Е. И. Теплофикационные паровые турбины / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе; под ред. Д. П. Бузина; 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1986. 271 с.

15. Сито паровое стопорного клапана паровой турбины: пат. 2505728 Российская Федерация / Ю. А. Сахнин // Б. И. 2014. № 3.

16. Регулирующий клапан с диффузорным устройством: полезн. мод.; пат. 50602 / В. А. Синцов // Б. И. 2006. № 2.

17. Обшивка турбоагрегата: пром. образец; пат. 99437 / Ю. А. Сахнин, С. Ю. Щербакова, А. В. Гаврилов // Б. И. 2016. № 8.

18. Обшивка турбоагрегата для ПГУ: пром. образец; пат. 98825 / Ю. А. Сахнин, С. Ю. Щербакова, А. В. Гаврилов // Б. И. 2016. № 7.

19. О безопасности машин и оборудования: ТР ТС 010/2011 [утв. решением Комиссии Тамож. союза от 18.10.2011 № 823 (ред. от 16.05.2016)] [Электронный ресурс] // Консультант-плюс. Режим доступа: www.consultant.ru/document /cons_doc_LAW_120962/ (дата обращения: 30.01.2017).

20. Оборудование грузоподъемное. Общие технические требования : РД 36-62-00 [Электронный ресурс] Режим доступа: www.internet-law.ru/stroyka/doc/11231/ (дата обращения: 30.01.2017).

21. Стропы грузовые общего назначения : РД 10-33-93 [Электронный ресурс] Режим доступа: www.internet-law.ru/stroyka/doc/2814/ (дата обращения: 30.01.2017).

22. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъёмные сооружения»: [утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 12 ноября 2013 года № 533 с изменениями на 12 апреля 2016 года] [Электронный ресурс] Режим доступа: http://docs.cntd.ru/document/499060049 (дата обращения: 20.01.2017).

23. Теплообменники энергетических установок: учебник для вузов / К. Э. Аронсон, С. Н. Блинков, В. И. Брезгин [и др.]; под общ. ред. проф., докт. техн. наук Ю. М. Бродова; изд. 3-е, перераб. и доп. Екатеринбург: ООО «УИПЦ», 2014. 830 с.

24. Повышение эффективности и надёжности теплообменных аппаратов паротурбинных установок: монография / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, С. Н. Блинков [и др.]; под общ. ред. проф., докт. техн. наук Ю. М. Бродова. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. 465 с.

25. Теплообменные аппараты технологических подсистем паротурбинных установок: энциклопедический справочник / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков [и др.]; под общ. ред. проф., докт. техн. наук Ю. М. Бродова. Екатеринбург: УрФУ, 2013. 401 с.

26. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV–10. Теплообменные аппараты технологических подсистем турбоустановок / К. Э. Аронсон, Ю. М. Бродов, В. И. Брезгин [и др.] ; под общ. ред. проф., докт. техн. наук Ю. М. Бродова, О. О. Мильмана, В. Е. Михайлова [и др.]. М.: Инновационное машиностроение, 2016. 472 с.

27. Техническое обслуживание и ремонт теплообменных аппаратов паротурбинных установок / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, Т. Ф. Богатова [и др.]; под общ. ред. проф., докт. техн. наук Ю. М. Бродова. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. 304 с.

28. Конденсатор поверхностного типа для паровых турбин: а. с. 200596 / Д. П. Бузин, Е. И. Бененсон, В. И. Великович, Л. Н. Кругленкова, Н. И. Удинцев, Н. М. Зингер, Я. М. Рубинштейн, Е.Я. Соколов // Б. И. 1967. № 17. С. 29.

29. Пароструйный эжектор с противоточным холодильником: а. с. 283482 СССР / А. М. Лещинский, В. И. Великович, А. Г. Шейнкман // Б. И. 1970. № 31. С. 87.

30. Эжекторы конденсационных установок паровых турбин: учеб. пособие / К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, Д. В. Брезгин [и др.]. Екатеринбург: УрФУ, 2015. 131 с.

31. Вертикальный кожухотрубчатый теплообменник: а. с. 382909 СССР / В. И. Великович, А. М. Лещинский, А. Г. Шейнкман // Б. И. 1973. № 23. С. 114.

32. Маслоохладители в системах маслоснабжения турбоустановок: учеб. пособие / К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, Н. В. Желонкин [и др.]. Екатеринбург: УрФУ, 2013. 192 с.

33. О промышленной безопасности опасных производственных объектов : [федер. закон : от 21.07.1997 № 116–ФЗ : принят Гос. Думой 20.06.1997] [Электронный ресурс] // Консультант-плюс. Режим доступа: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_15234/ (дата обращения: 20.11.2016).

34. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением»: [утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 25 марта 2014 г. № 116]. М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2015.

35. О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением: ТР ТС 032/2013 [принят Решением Совета Евразийской экономической комиссии от 2 июля 2013г. № 41] [Электронный ресурс] // Консультант-плюс. Режим доступа: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_148713/6911c51cb110561f86076b29acbe9114ca7316ce/ (дата обращения: 20.11.2016).

36. ГОСТ 28338–89. Соединения трубопроводов и арматура. Номинальные диаметры. Ряды. М.: Стандартинформ, 2006. 2 с.

37. ГОСТ 356–80. Арматура и детали трубопроводов. Давления номинальные, пробные и рабочие. Ряды. М.: Стандартинформ, 2006. 20 с.

38. Детали и элементы трубопроводов ТЭС на давление до 2,2 МПа (22 кгс/см2). Трубы и прокат. Сортамент: СТО 79814898.747–2006. СПб.: СЗЭМП, 2006.

39. Трубопроводы пара и горячей воды тепловых станций. Общие технические требования к изготовлению : СТО ЦКТИ 10.003–2007. СПб: НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 2010. 107 с.

40. ГОСТ 24856–2014. Арматура трубопроводная. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2015. 78 с.

41. Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики : РТМ 108 711 02–79 : [утв. и введён в действие указанием Минэнергомаш СССР от 24.12.1979 № ВВ-002/9555]. М.: ВНИИ и ПКИ атомного энергетического машиностроения, 1979. 137 с.

42. ГОСТ 12.2.085–2002. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности. Минск: ИПК Издательство стандартов, 2002. 12 с.

43. Расчёт и конструирование трубопроводов: справоч. пособие / Б. В. Зверьков, Д. Л. Костовецкий, Ш. Н. Кац [и др.] Л.: Машиностроение, 1979. 246 с.

44. Сварка, термообработка и контроль трубных систем котлов и трубопроводов при монтаже и ремонте энергетического оборудования: РД 153-34.1-003–01 (РТМ-1с). М.: ПИО ОБТ, 2002. 465 с.

45. Сборник распорядительных документов по эксплуатации энергосистем (теплотехническая часть). М.: АО ОРГРЭС, 1998. 240 с.

46. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода / Г. Д. Баринберг, Ю. М. Бродов, А. А. Гольдберг [и др.]; под общ. ред. проф., докт. техн. наук Ю. М. Бродова, канд. техн. наук В. В. Кортенко; 2-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург: Априо, 2010. 488 с.

47. Сурис П. Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок / П. Л. Сурис. М.: Энергоиздат, 1982. 192 с.

48. Агрегаты паротурбинные энергетические. Требования к фундаментам : РТМ 108.021.102–85 [утв. и введён в действие указанием Министерства энергетического машиностроения СССР от 29.10.85 № ВЛ-002/8579Л]. М. : НПО ЦКТИ, 1986. 17 с.

49. Рекомендации по проектированию фундаментов турбоагрегатов : РД 34.15.078–91 [утв. Министерством энергетики и электрификации СССР 24.01.1991 г.] [Электронный ресурс] Режим доступа: www.normacs.ru (дата обращения: 10.01.2017).

50. Степанов М. Ю., Шибаев Т. Л., Ямалтдинов А. А. Одноцилиндровая паровая турбина мощностью до 100 МВт с осевым выхлопным патрубком // Электрические станции. 2019. №4. С. 9–14.

51. Шибаев Т. Л., Степанов М. Ю., Шехтер М. В., Самойлов О. А. и др. Одноцилиндровая паровая турбина Кп-77-6,8 с осевым выхлопным патрубком // Турбины и дизели. 2023. №5. С. 38–43.

52. Култышев А. Ю. Научное обоснование и разработка модульного принципа создания паротурбинной установки / А. Ю. Култышев // Турбины и дизели. 2023. № 1 (106). С. 42–49.

53. Кириллов И. И. Паровые турбины и паротурбинные установки / И. И. Кириллов, В. А. Иванов, А. И. Кириллов // Л. : Машиностроение, 1978. 276 с.

54. Култышев А.Ю. Анализ и совершенствование конструкции основного и вспомогательного оборудования паротурбинных установок / А. Ю. Култышев // Турбины и дизели. 2023. № 2 (107). С. 46–52.

55. Култышев А.Ю. Научное обоснование, разработка и реализация модульного принципа создания паровых турбин : дис. … доктора технических наук: 2.4.5 и 2.4.7 / А.Ю. Култышев. – Екатеринбург, Санкт-Петербург, 2023. – 435 с.

Серия научно-технических изданий «Формула турбин»

А. С. Алешина, А. А. Ивановский, С. Ю. Евдокимов, И. Ю. Кляйнрок,
А. Ю. Култышев, Е. Н. Поляева, М. Ю. Степанов, Т. Л. Шибаев

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ В СОСТАВЕ ПАРОСИЛОВЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Под общей редакцией д.т.н. А. Ю. Култышева,
к.т.н. И. Ю. Кляйнрока



Подписано в печать 04.06.2024. Формат 70×100/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 37,5. Тираж 800 (2-й завод – 500). Заказ 2406.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами,
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.