

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

В.Г. Злобин
М.С. Липатов

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Практикум

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2021

УДК 621.311(076)
ББК 32.38я3
3-680

Рецензент

доктор технических наук, профессор Санкт-Петербургского государственного университета
промышленных технологий и дизайна

В.В. Барановский

Злобин В.Г., Липатов М.С.

3-680 Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций: практикум / В.Г. Злобин, М.С. Липатов. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. — 83 с.

Практикум соответствует программам и учебным планам дисциплины «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». В практикуме собраны задания для выполнения практических работ по дисциплине: представлена тепловая схема ПТУ, исходные данные, алгоритм и результаты расчета тепловой схемы, включающей паровую турбину типа «К-200», определяются абсолютный внутренний КПД ПТУ, удельный расход теплоты при указанной тепловой схеме и при исключении подогревателя высокого давления, рассчитывается электрическая мощность ПТУ с полным составом подогревателей питательной воды и при исключении ПВД-7.

В настоящем издании также приводится алгоритм и результаты расчета на прочность диафрагмы конденсационной турбины, включающей паровую турбину типа «К-800-240», определяются напряжение в теле диафрагмы и максимальный прогиб диафрагмы. Значения полученных величин сравниваются с допустимыми и делается вывод о возможности эксплуатации турбины. Представлен алгоритм и результаты приближенного теплового расчета главного конденсатора паровой турбины, определяются площадь поверхности охлаждения и основные размеры конденсатора.

Практикум предназначен для подготовки магистров очной и заочной форм обучения. Отдельные разделы могут быть полезны аспирантам и специалистам, работающим в области теплоэнергетики.

УДК 621.311(076)
ББК 32.38я3

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2021
© Злобин В.Г., Липатов М.С., 2021

СОДЕРЖАНИЕ

1. Тепловые схемы паротурбинных установок ТЭС.....	4
1.1. Принципиальная тепловая схема турбины с противодавлением.....	9
1.2. Принципиальная тепловая схема турбины с промежуточным регулируемым отбором пара.....	11
1.3. Принципиальная тепловая схема турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара.....	14
1.4. Принципиальная тепловая схема турбины с двумя регулируемыми отборами пара...	15
1.5. Принципиальная тепловая схема турбины с двумя отопительными отборами пара...	17
1.6. Применение встроенных пучков в конденсаторах теплофикационных турбин.....	19
1.7. Особенности принципиальной тепловой схемы современной паротурбинной установки ТЭС.....	20
1.8. Расчет тепловой схемы паротурбинной установки.....	25
2. Диафрагмы паровой турбины.....	36
2.1. Расчет диафрагм по методам Д.М. Смита и А.М. Валя.....	38
2.2. Расчет диафрагм по методу А.М. Валя применительно к реальным конструкциям (уточненный метод А.М. Валя)	42
2.3. Расчет диафрагмы конденсационной турбины на прочность.....	45
3. Конденсационные установки паровых турбин.....	53
3.1. Тепловые процессы в конденсаторе.....	55
3.2. Тепловой баланс конденсатора.....	59
3.3. Тепловой расчет конденсатора.....	61
3.4. Конструкции конденсаторов.....	63
3.5. Воздухоотсасывающие устройства конденсаторов.....	70
3.6. Воздушная и гидравлическая плотности конденсатора.....	73
3.7. Приближенный тепловой расчет главного конденсатора.....	76
Библиографический список.....	82

1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ТЭС

Пароводяным трактом ПТУ называется совокупность механизмов, аппаратов и коммуникаций ПТУ, по которым проходит ее рабочее тело. В его состав входят:

- паровая турбина; конденсационная установка; система регенеративного подогрева питательной воды.

Деаэрационно - питательная установка формально является общестанционным узлом ТЭС или АЭС. На блочных электростанциях каждая деаэрационная установка обслуживает лишь одну ПТУ и в технологическом отношении является частью пароводяного тракта.

На АЭС и АТЭЦ к пароводяному тракту кроме вышеперечисленного относится система промежуточной осушки (сепарации) и парового перегрева.

К пароводяному тракту ПТУ при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты относят оборудование и коммуникации (в пределах станции) для отпуска потребителям теплоты в виде горячей воды (теплофикационная установка) и пара.

В состав турбоустановки также входят системы смазки, регулирования и защиты.

Тепловая схема паротурбинной установки является графическим документом, выполняемым в соответствии с [2] и отражающим совокупность элементов пароводяного тракта ПТУ с технологическими связями как между ними, так и с другим оборудованием электростанции.

Различают, в зависимости от степени детализации, принципиальные и полные (развернутые) тепловые схемы.

Принципиальные схемы разрабатываются на стадии проектирования.

Особенности принципиальной схемы:

- однотипное параллельно включенное оборудование (насосы, теплообменные аппараты) изображают только один раз;
- при этом полностью отражают последовательно включенные элементы;
- трубопроводы указывают одной линией независимо от числа параллельных потоков;
- арматуру, входящую в состав трубопроводов или установленную на самих агрегатах, на таких схемах не показывают, за исключением важнейшей и случаев, когда без арматуры затруднено понимание реализуемых в установке процессов.

Развернутая тепловая схема является результирующим документом, составляемым на основе детальных схем отдельных узлов, входящих в состав установки. Требования к тепловым схемам, к составу и количеству единиц устанавливаемого оборудования отражены в нормах технологического ориентирования [3, 4].

Развернутая тепловая схема ТЭС по своему технологическому назначению для реализации отпуска электрической и тепловой энергии включает в себя следующие основные элементы:

1) котельная и паротурбинная установки, система ГТУ, включая компрессор и камеру сгорания для парогазовых установок;

2) система транспортных связей между элементами основного оборудования (главные паропроводы, паропроводы промежуточного перегрева, паропроводы отборов на регенерацию и теплофикацию, питательные магистрали и т.д.; системы газопроводов от ГТУ до котла-утилизатора или энергетического котла);

3) система пуска-сбросных устройств и расхолаживания оборудования (система использования продувок и дренажей при пусковых операциях, баки-аккумуляторы, выносные сепараторы, БРУ-К, растопочные РОУ и т.д.);

4) теплоприготовительная установка, включающая в себя подогреватели сетевой воды, сетевые насосы, пиковые источники теплоснабжения (пиковые водогрейные котлы, электро-водогрейные котлы, пиковый бойлер), систему подпитки тепловых сетей;

5) система регенерации паротурбинной установки (подогреватели высокого и низкого давления, сальниковые подогреватели, эжекторные подогреватели, конденсаторы испарителей, газовойодяные подогреватели);

6) система внешней сепарации и паропарового промежуточного перегрева (СПП) для ПТУ АЭС;

7) система утилизации теплоты и рабочего тела с непрерывной и периодической продувкой для ТЭС с барабанными котлами (сепараторы продувки, схема использования выпара и отсепарированной воды и др.);

8) система восполнения потерь пара и конденсата с продувкой и утечкой, включающая в себя водоподогревательную или испарительную установку;

9) деаэрационно-питательная установка, включающая в себя питательную насосную группу, баки-аккумуляторы питательной воды и деаэрационную колонку;

10) система технического водоснабжения для подачи охлаждающей и технической воды в конденсаторы турбин, систему ХВО для охлаждения элементов вспомогательного оборудования, масла и охлаждающего газа в электрогенераторах и для других целей.

Тепловые схемы ТЭС и АЭС имеют некоторые особенности.

1. При наличии промежуточного перегрева пара (имеются в виду начальные параметры пара современных ПТУ), необходимого для снижения влажности в последних ступенях турбины и повышения термического КПД цикла, целесообразно соблюдать *блочную* схему котел-турбина.

Так, например, АЭС и АТЭЦ выполняются только по блочной схеме с одной или двумя турбинами на реактор (рис.1 и 2).

2. При отсутствии промежуточного перегрева в тепловых схемах неблочных электростанций предусматриваются поперечные связи между пароводяными трактами отдельных турбин. Так, все деаэраторы неблочных станций питаются паром от одной сборной магистрали, и подача пара от каждой турбины в эту магистраль не определяется расходом конденсата в соответствующей турбоустановке.

3. Расход воды через подогреватели высокого давления (ПВД), которые подключены к одной станционной напорной магистрали питательной воды, может отличаться от полученного в расчете данной турбоустановки. Деаэраторы, питательные насосы не являются оборудованием, входящим в комплектную поставку турбоустановок, и выбираются в зависимости от схемы станции и фактических условий ее работы.

4. В состав конденсационной установки (в части пароводяного тракта) входят конденсаторы турбин, эжекторы, конденсационные насосы. Если на электростанции (на ТЭС с барабанными котлами, например) не предусматривается очистка основного конденсата от примесей, обусловленных присосами охлаждающей воды в конденсаторах, то его закачка в деаэратор производится одноступенчато конденсатными насосами с давлением 1,6 — 1,8 МПа.

На ТЭС с прямоточными котлами и турбинами на давление 12,75 МПа и выше, а также на АЭС предусматривается очистка конденсата в блочной обессоливающей установке (БОУ). В этом случае перекачка конденсата осуществляется в две ступени: конденсатными насосами первого (с давлением 0,8 – 0,9 МПа) и второго (1,4 – 1,6 МПа) подъемов с установкой БОУ между ними. В этом случае существенно уменьшается давление, на которое необходимо рассчитывать фильтры БОУ. Конденсатные насосы первого подъема, как правило, тихоходные; это позволяет им работать с небольшим подпором на входе, но в то же время они имеют значительное число ступеней с невысоким КПД. Конденсатные насосы второго подъема в этом случае оказывается возможным выполнить на оптимальную частоту вращения. При этом экономичность всей установки повышается. Необходимость двух и более групп конденсатных насосов обуславливается также включением в схему подогревателей смешивающего типа.

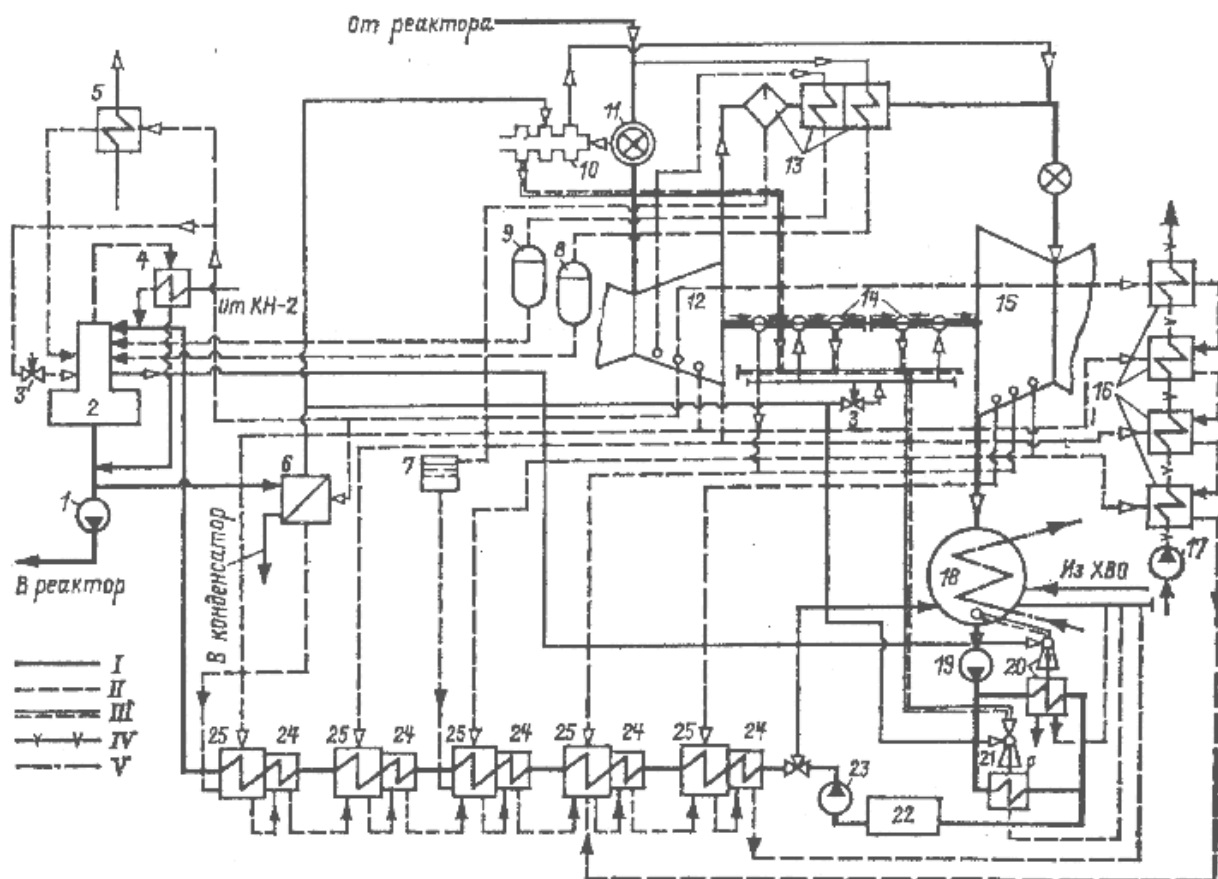


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема

паротурбинной установки АЭС К-500-6,3/3000 ПО «Турбоатом»:

- 1 – питательный насос; 2 – деаэратор; 3 – регулятор давления; 4 – охладитель воздуха; 5 – подогреватель промежуточного контура парогенератора; 6 – испаритель; 7 – сепараторосборник; 8, 9 – конденсатоприемники 2-й и 1-й ступеней промежуточного пароперегревателя; 10 – уплотнения штоков клапанов; 11 – блок клапанов; 12 – цилиндр высокого давления турбины (ЦВД); 13 – сепаратор-пароперегреватель; 14 – уплотнения вала турбины; 15 – четыре цилиндра низкого давления (ЦНД); 16 – подогреватели промежуточного контура теплосети; 17 – насос промежуточного контура теплосети; 18 – конденсатор; 19 – конденсатный насос 1-го подъема; 20 – эжектор основной, трехступенчатый; 21 – эжектор уплотнений; 22 – конденсатоочистка; 23 – конденсатный насос 2-го подъема; 24 – охладители конденсата (дренажей); 25 – ПНД;
- I – основной контур рабочего тела; II – пар из отборов турбины и его конденсат; III – паровоздушная смесь; IV – промежуточный контур теплосети (сетевая вода на рис.2); V – техническая вода

5. Основное назначение питательной установки – обеспечить надежную подачу питательной воды в паропроизводящую установку электростанции (котел, парогенератор или реактор) во всем диапазоне расходов – от нуля до максимального. При мощности питательных насосов 10 МВт и более целесообразно применение турбопривода. При меньшей мощности создание отдельной приводной турбины экономически не оправдано.

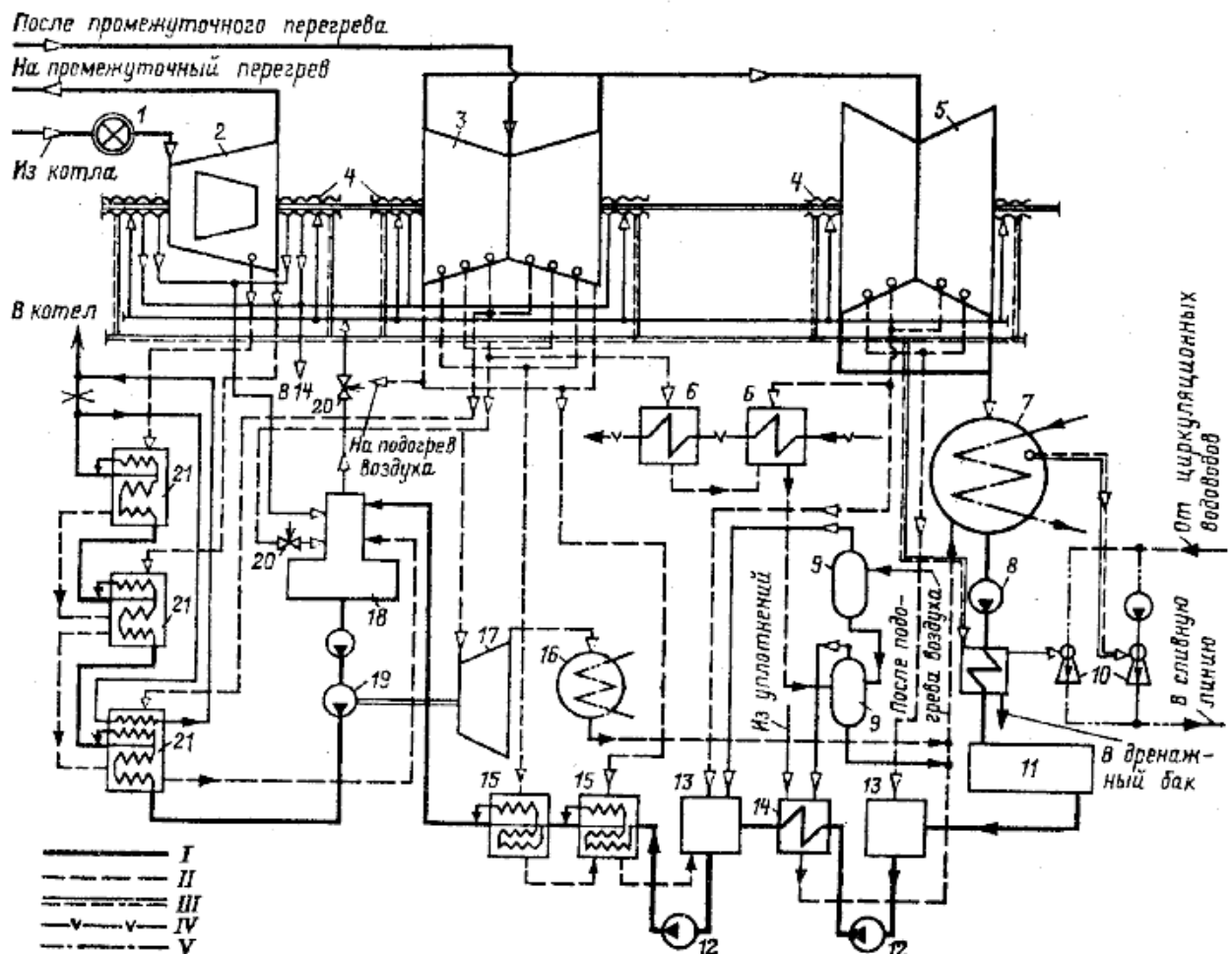


Рис. 2. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки К-800-23,5 ЛМЗ:

1 – блок клапанов; 2 – ЦВД; 3 – ЦСД; 4 – уплотнения вала турбины; 5 – ЦНД (3 шт.); 6 – сетевые подогреватели; 7 – конденсатор; 8 – конденсатный насос 1-го подъема; 9 – расширитель дренажей; 10 – эжекторы водоструйные; 11 – конденсатоочистка; 12 – конденсатные насосы 2-го и 3-го подъемов; 13 – подогреватели низкого давления смешивающие; 14 – сальниковый подогреватель; 15 – подогреватели низкого давления поверхностные; 16 – конденсатор приводной турбины питательного насоса; 17 – турбопривод питательного насоса; 18 – деаэратор; 19 – питательный насос; 20 – регулирующий клапан; 21 – ПВД (2 нитки, начиная от деаэратора);

I – V – см. обозначения на рис. 1

Турбопривод, в частности, позволяет:

- исключить двухступенчатое преобразование энергии (теплоты пара – в электрическую и электрическую – в механическую);
- осуществлять плавное регулирование частоты вращения насосов без гидромуфт и других сложных устройств;
- уменьшить удельную паровую нагрузку выхлопов основной турбины и, как следствие, уменьшить выхлопные потери (при использовании конденсационной приводной турбины). Подвод пара к приводной турбине предусматривается из отбора главной турбины (как правило, после промежуточного перегрева), а в пусковых и аварийных ситуациях – из коллектора собственных нужд.

6. Деаэратор и питательный насос делят систему регенеративного подогрева на группы подогревателей высокого (ПВД) и низкого (ПНД) давлений. При наличии испарительной установки между ПНД может включаться конденсатор испарителя (КИ). К группе ПНД относятся вспомогательные подогреватели, использующие теплоту пара эжекторов и уплотнений турбины и др.

7. Протечки пара через лабиринтовые уплотнения турбины из различных камер уплотнений отводятся в один из ПНД, деаэратор (рис. 2) или в сальниковый подогреватель. Значительный по расходу поток пара из уплотнений и штоков клапанов турбины может направляться в саму турбину, как, например, показано на рис.1. В предпоследние камеры лабиринтовых уплотнений подводится пар из коллектора уплотнений, в котором посредством регулирующего клапана поддерживается постоянное давление (примерно 0,1 – 0,2 МПа). Из последних (концевых) камер пар отсасывается эжектором и затем конденсируется в соответствующем теплообменнике.

8. Принципиальная тепловая схема предусматривает также решение вопроса о способе приготовления добавочной воды (термическое обессоливание, например) и месте ввода ее в цикл. Часто применяется химическое обессоливание с подачей добавочной воды из системы химводоочистки (ХВО) в конденсатор турбины.

1.1. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Принципиальная схема установки турбины 1 с противодавлением типа Р изображена на рис. 3.

К турбине из котла подводится свежий пар с параметрами p_0 и t_0 . В турбине 1 происходит расширение пара до конечного давления p_n , отработавший пар поступает к потребителю теплоты 4. Для турбин с противодавлением характерен режим работы по тепловому графику, когда расход отработавшего пара определяется тепловым потреблением.

Электрическая мощность, развиваемая турбиной без отборов, определяется по формуле:

$$N_э = G_п H_0 \eta_{0i} \eta_M \eta_{э.г} = G_п H_0 \eta_{0.э}. \quad (1)$$

Входящий в формулу (1) КПД $\eta_{0.э}$ при постоянных параметрах пара зависит главным образом от объемного расхода пара через турбину, а располагаемый теплоперепад H_0 не меняется, поэтому мощность турбины с противодавлением однозначно определяется расходом $G_п$ протекающего через нее пара и не может быть изменена произвольно без соответствующего изменения теплового потребления.

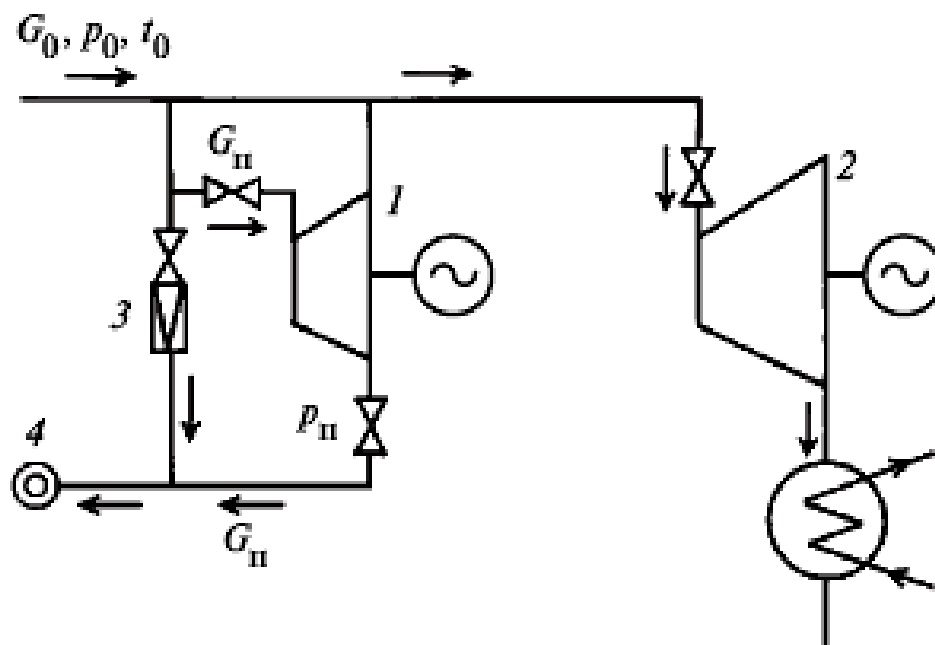


Рис. 3. Принципиальная схема установки с турбиной с противодавлением и конденсационной турбиной

Турбина с противодавлением, работая изолированно, не может полностью обеспечить потребителей электрической энергией, так как обычно графики потребления тепловой и электрической энергии не совпадают. Для решения этой проблемы в современных энергетических системах турбины с противодавлением устанавливают параллельно с конденсационными турбинами 2. Работая параллельно, турбина с противодавлением вырабатывает лишь ту электрическую мощность, которая определяется расходом пара, необходимого тепловому потребителю, а остальная выработка электрической энергии обеспечивается конденсационными турбинами.

В линию теплового потребителя в часы максимальных тепловых нагрузок может добавляться редуцированный свежий пар через редуциционно-охладительную установку (РОУ) 3, если расход пара, требуемый тепловым потребителем, превышает максимальную пропускную способность турбины. Это также позволяет снабжать теплового потребителя 4 паром в период остановки турбины 1.

Область применения турбин с противодавлением ограничивает то обстоятельство, что электрическая мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, целиком определяется нагрузкой теплового потребителя, часто не позволяет достаточно эффективно использовать установленную мощность турбоагрегата.

1.2. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара получили широкое распространение, так как они могут одновременно удовлетворять внешних потребителей электрической энергией и теплотой. У конденсационных турбин с регулируемыми отборами пара выработка электрической энергии не зависит от тепловой нагрузки.

Состав турбины с регулируемым отбором пара следующий (рис. 4а): группа ступеней 1, расположенных до отбора, называется частью высокого давления (ЧВД), а группа ступеней 2, находящихся от отбора до конденсатора 3, — частью низкого давления (ЧНД).

К турбине подводится свежий пар с давлением p_0 и температурой t_0 через группу клапанов: стопорный 8 и регулирующий 7. В ЧВД пар расширяется до давления p_n , которое поддерживается постоянным и определяется тепловым потребителем 9.

Поток пара (G_0), пройдя ЧВД, разветвляется: часть пара (G_n) через отсечный 4 и обратный 5 клапаны идет к тепловому потребителю 9, а часть пара (G_k) направляется через регулирующие органы 6 в ЧНД, где расширяется до давления p_k в конденсаторе 3. РОУ 10 служит для снабжения паром теплового потребителя 9 при неработающей турбине.

Для турбины с одним регулируемым отбором пара (без учета отборов пара на регенерацию) электрическая мощность $N_{э}$, кВт, определяется по выражениям:

$$N_{э} = N_i \eta_m \eta_{э.г};$$

$$N_i = N'_i + N''_i = G_0(h_0 - h_n) + G_k(h_n - h_k) = G_0 H'_0 \eta'_{oi} +$$

$$+ G_0 H''_0 \eta''_{oi} = G_0 H'_0 \eta'_{oi} + G_0 H_0 \eta_{oi}, \quad (2)$$

где N'_i и N''_i — внутренние мощности ЧВД и ЧНД, кВт; G_0 , G_n , G_k — расходы пара, соответственно, через турбину, ЧВД, ЧНД, кг/с; h_0 , h_n , h_k — энтальпии, соответственно, свежего пара, пара в отборе и отработавшего пара (рис. 4б), кДж/кг; H_0 , H'_0 , H''_0 — располагаемые теплоперепады, соответственно, турбины, ЧВД, ЧНД, кДж/кг; η_{oi} , η'_{oi} , η''_{oi} — внутренние относительные КПД, соответственно, турбины, ЧВД, ЧНД; η_m — механический КПД; $\eta_{э.г}$ — КПД генератора.

Исключив расход пара $G_k = G_0 - G_n$, поступающего в конденсатор, получим выражение для расхода свежего пара на турбину с отбором пара:

$$G_0 = \frac{N_i}{h_0 - h_{к1}} + G_n \frac{h_n - h_k}{h_0 - h_k} = \frac{1}{H_i} (N_i + G_n H_i'') = \frac{N_{э}}{H_i \eta_m \eta_{э.г}} + G_n \frac{H_i''}{H_i}. \quad (3)$$

При постоянных использованных теплорезадах ЧНД H''_i и всей турбины H_i расход пара на турбину с регулируемым отбором зависит от электрической мощности $N_э$ и отбора пара $G_{п}$ на тепловое потребление.

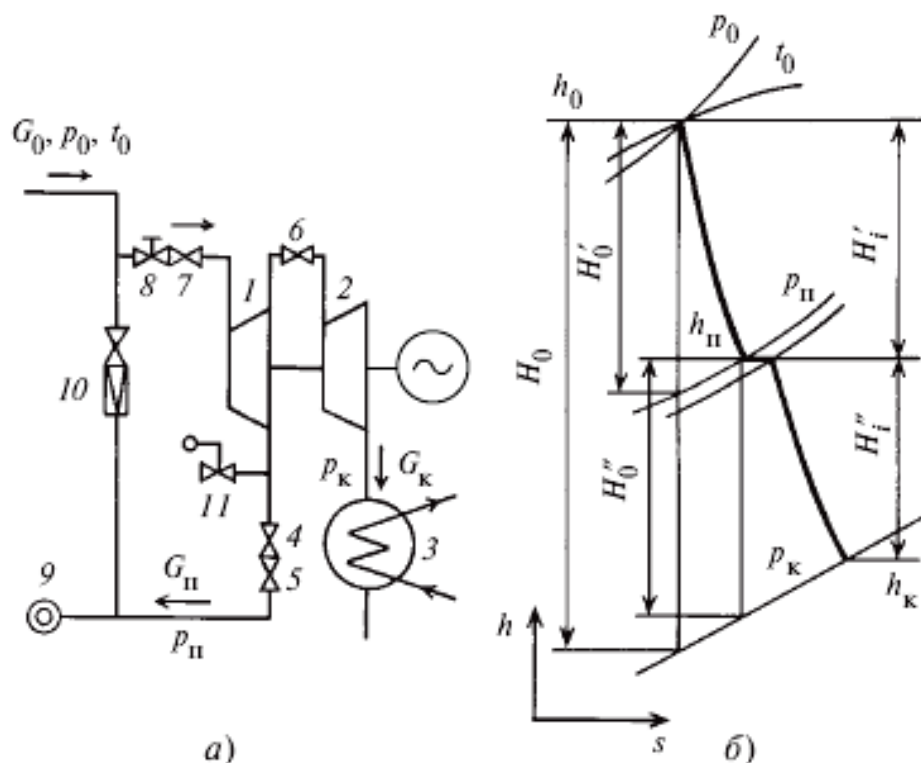


Рис. 4. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в h - s -диаграмме (б) турбинной установки с регулируемым отбором пара

Особенности турбин с регулируемым отбором пара:

1. Характерным для турбин с отбором пара является многообразие возможных режимов работы. Принято различать в зависимости от тепловой нагрузки две группы режимов: конденсационные и теплофикационные.

Конденсационным называют режим работы турбины, когда расход пара в регулируемый отбор равен нулю. Он идентичен режиму работы конденсационной турбины.

Режимы, которые характеризуются наличием тепловой нагрузки, называются теплофикационными. В зависимости от её характера турбины могут иметь режим работы по тепловому или электрическому графику. При работе турбины по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления. На таких режимах регулирующие органы ЧНД находятся в неподвижном положении, а изменение нагрузки теплового потребителя и мощности турбины обеспечивается органами парораспределения ЧВД.

При этом возможен режим работы турбины с противодействием, когда регулирующие органы ЧНД закрыты и весь пар направляется в регулируемый отбор. В таком режиме через ЧНД принудительно пропускается некоторое

количество пара для отвода теплоты трения и вентиляции вращающихся элементов ротора. На режимах работы турбины по электрическому графику регулирующие органы ЧНД могут иметь произвольную степень открытия.

Для турбин с регулируемым отбором пара, работающих по электрическому графику с независимым заданием электрической нагрузки, характерны:

- наличие тепловой нагрузки, которая ограничивает возможность снижения электрической мощности ниже некоторого минимального значения, определяемого регулируемым отбором пара;

- возможность увеличивать электрическую мощность вплоть до максимальной за счет пропуска пара в конденсатор.

2. В турбине с отбором пара применяют сопловое парораспределение, так как многообразие возможных режимов работы турбин с отбором пара определяет изменение в широком диапазоне количества пара, протекающего через ЧВД. В такой турбине с отбором пара (рис. 4) регулированию подвергаются потоки пара, поступающие как в ЧВД, так и в ЧНД, причем давление пара, отводимого к тепловому потребителю, поддерживается постоянным и не зависящим от мощности турбины и расхода пара.

Может возникнуть ситуация, когда в результате неправильной работы системы регулирования регулирующие органы ЧНД закроются раньше, чем регулирующие клапаны ЧВД. Тогда корпус ЧВД и примыкающие к нему трубопроводы могут оказаться под полным давлением пара, идущего из котла. Для предотвращения возможных аварийных ситуаций на паропроводе, связанном с камерой отбора, обязательно устанавливают предохранительный клапан 11 (см. рис. 4).

3. Если при внезапном отключении генератора не закроются регулирующие органы ЧНД, то пар из паропровода отбора может пойти через ЧНД в конденсатор. При этом пар, расширяясь в ЧНД, может разогнать турбину до частоты вращения, вызывающей ее разрушение. Для предохранения турбины от такого разгона на паропроводах как регулируемых, так и нерегулируемых отборов обязательно устанавливают обратные клапаны 5. Кроме того, предусмотрено принудительное закрытие отсечного клапана 4 и регулирующих органов 6 одновременно с закрытием регулирующего 7 и стопорного 8 клапанов на линии подвода свежего пара в турбину (см. рис. 4). А примыкающий паропровод отбираемого пара к турбине с регулируемым отбором пара, имеет, как правило, большую вместимость.

4. При аварийной остановке одной из турбин, когда линия отбора пара питается от нескольких турбин, возможно существенное понижение давления в ней. При этом резко возрастает перепад давлений на диафрагмах последних ступеней ЧВД турбин, оставшихся в работе, что может привести к их механическим повреждениям. Эта опасность тем больше, чем выше давление отбираемого пара. Для повышения надежности работы турбины должно быть

предусмотрено устройство, отключающее доступ пара в турбину или линию отбора при внезапном повышении перепада давлений на последней ступени ЧВД. В теплофикационных турбинах такой опасности не существует, так как диафрагма последней ступени ЧВД этих турбин рассчитана на уменьшение давления в отборе до нуля.

1.3. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Когда на ТЭЦ для обеспечения нужд теплового потребителя необходимо иметь пар двух различных давлений (например, для отопительных и промышленных целей), то устанавливают турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара типа ПР.

На рис. 5 показана принципиальная схема установки с турбиной типа ПР.

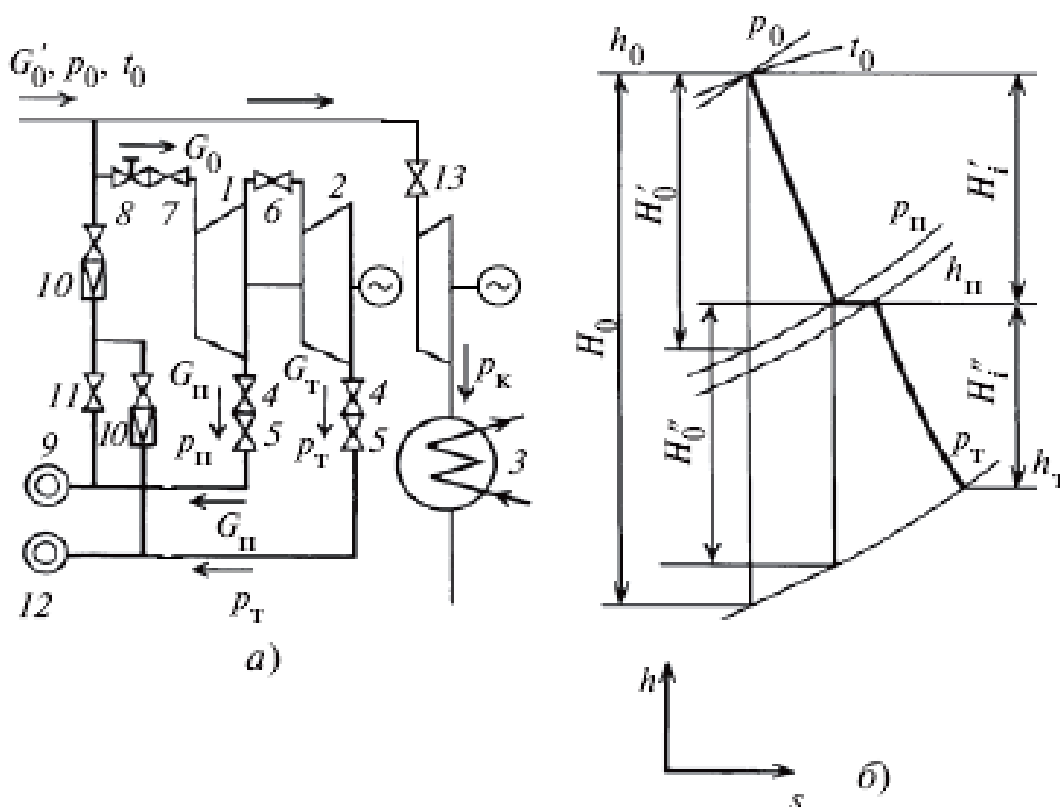


Рис. 5. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в $h-s$ -диаграмме (б) турбинной установки с противодавлением и регулируемым отбором пара

Свежий пар подводится к турбине с параметрами p_0, t_0 и расширяется в ЧВД 1 до давления p_{II} , необходимого для производственного теплового потребителя 9. Далее поток пара разветвляется: часть пара (G_{II}) направляется к производственному теплового потребителю 9, а оставшийся пар в количестве G_T через регулирующие органы 6 проходит в ЧВД 2, где расширяется до давления p_T , которое определяется потребителем теплоты низкого потенциала 12 (система отопления, а также горячее водоснабжение).

Параллельно с такой турбиной обычно бывает включена конденсационная турбина 13, которая воспринимает колебания электрической нагрузки, поскольку турбина с противодавлением и отбором пара рационально может быть использована лишь при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты. Оборудование турбоустановки, изображенной на рис. 5, такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 4), и имеет те же обозначения.

Внутренняя мощность, развиваемая турбиной с противодавлением и отбором пара, определяется нагрузкой тепловых потребителей и составляет

$$N_i = \frac{N_{\Sigma}}{\eta_m \eta_{\Sigma, \Gamma}} = G_0(h_0 - h_{\text{п}}) + G_{\Gamma}(h_{\text{п}} - h_{\Gamma}) = \\ = G_0 H'_0 \eta'_{oi} + G_{\Gamma} H''_0 \eta''_{oi} = G_{\text{п}} H'_0 \eta'_{oi} + G_{\Gamma} H_0 \eta_{oi}, \quad (4)$$

где $G_0, G_{\text{п}}, G_{\Gamma}, h_0, h_{\text{п}}, h_{\Gamma}$ — расходы и энтальпии свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы; $H_0, H'_0, H''_0, \eta_{oi}, \eta'_{oi}, \eta''_{oi}$ — располагаемые теплоперепады и внутренние относительные КПД турбины, ЧВД и ЧНД.

Турбины с противодавлением и отбором пара имеют существенный недостаток — неполное использование оборудования установки в периоды сокращенного теплового потребления.

1.4. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБИНЫ С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Значительное преимущество перед турбинами с противодавлением для одновременного обслуживания двух тепловых потребителей с различными параметрами пара имеют турбины с двумя регулируемым отборами пара (типа ПТ). Турбина такого типа делится на три самостоятельных отсека (рис. 6а): группа ступеней, размещенных до промышленного отбора, — ЧВД (1); группа ступеней, расположенных между отборами, — ЧСД (13); группа ступеней, расположенных от теплофикационного отбора до конденсатора, — ЧНД (2).

В ЧВД свежий пар в количестве G_0 и с параметрами p_0, t_0 расширяется до давления $p_{\text{п}}$, при котором часть пара ($G_{\text{п}}$) отбирается для промышленного теплового потребителя 9. Далее пар в количестве $G = G_0 - G_{\text{п}}$ проходит через регулирующие клапаны 14 в ЧСД 13, где происходит его расширение до давления p_{Γ} , при котором производится теплофикационный отбор (G_{Γ}) для низкопотенциального потребителя теплоты 12. Оставшаяся часть пара в количестве $G_{\text{к}} = G_0 - G_{\text{п}} - G_{\Gamma}$ поступает в ЧНД 2 и расширяется там до давления в конденсаторе $p_{\text{к}}$.

Для турбоустановки с двумя отборами пара остальное оборудование такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 4), и имеет те же обозначения.

Внутренняя мощность N_i , кВт, развиваемая турбиной с двумя регулируемыми отборами пара (без учета отборов на регенерацию), определяется как сумма мощностей всех ее частей (рис. 6б):

$$N_i = \frac{N_{\Sigma}}{\eta_m \eta_{\Sigma r}} = N_i' + N_i'' + N_i''' = G_0 H_0' \eta_{oi}' + (G_0 - G_{\Pi}) H_0'' \eta_{oi}'' + (G_0 - G_{\Pi} - G_T) H_0''' \eta_{oi}''' \quad (5)$$

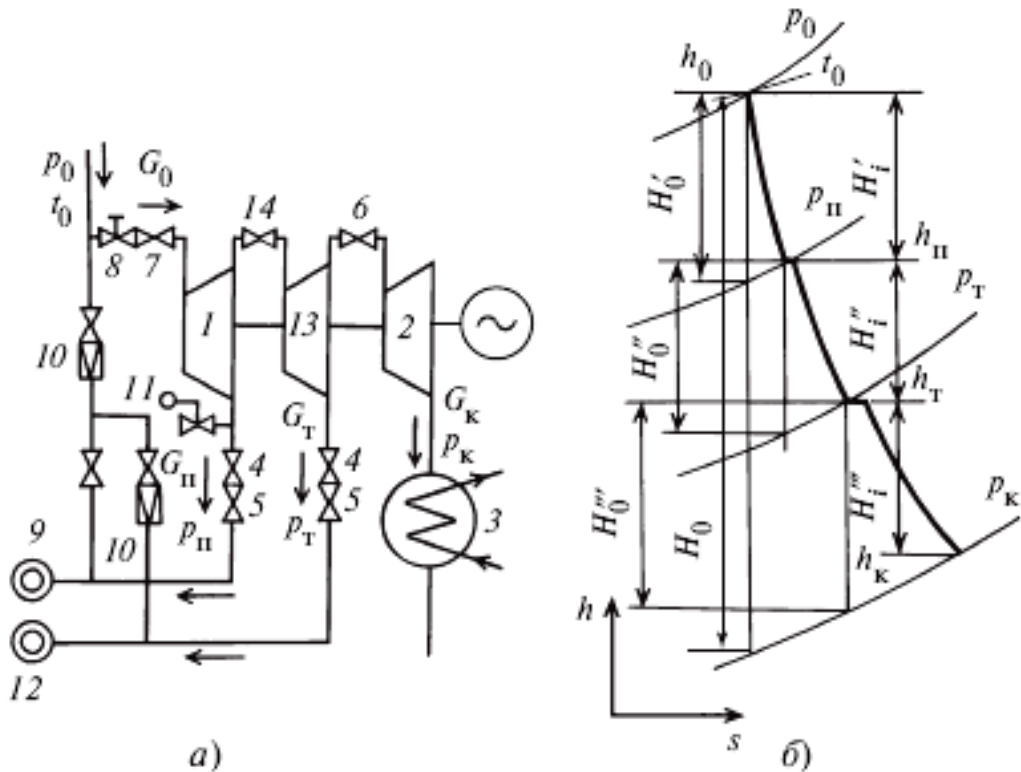


Рис. 6. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в h - s -диаграмме (б) турбинной установки с двумя регулируемыми отборами пара

Решая (5) относительно G_0 , получаем выражение для расхода пара на турбину с двумя регулируемыми отборами:

$$G_0 = \frac{N_{\Sigma}}{H_0 \eta_{oi}' \eta_m \eta_{\Sigma r}} + G_{\Pi} \frac{H_0'' \eta_{oi}'' + H_0''' \eta_{oi}'''}{H_0 \eta_{oi}'} + G_T \frac{H_0''' \eta_{oi}'''}{H_0 \eta_{oi}'} \quad (6)$$

В (5) и (6) приняты следующие обозначения: N_i', N_i'', N_i''' — внутренние мощности, соответственно, ЧВД, ЧСД, ЧНД, кВт; G_0, G_{Π}, G_T — расходы, соответственно, свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы, кг/с; H_0, H_0', H_0'', H_0''' — располагаемые теплоперепады, соответственно, турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД, кДж/кг, (см. рис. 6б); $\eta_{oi}, \eta_{oi}', \eta_{oi}'', \eta_{oi}'''$ — внутренние относительные КПД, соответственно, турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД.

1.5. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБИНЫ С ДВУМЯ ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Теплофикационные турбины мощностью 50 МВт и выше, выпускаемые в РФ, имеют два отопительных регулируемых отбора пара для ступенчатого подогрева сетевой воды, осуществляемого в двух последовательно расположенных подогревателях. Необходимое давление отбираемого пара определяется температурой воды на выходе из каждой ступени подогрева. Для подогрева сетевой воды используют 70—80 % расхода пара на турбину, а разность температур подогрева сетевой воды составляет 40—50 °С.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки с двумя отопительными отборами (верхним 4 и нижним 5) представлена на рис. 7а.

К турбине подводится свежий пар в количестве G_0 с параметрами p_0 и t_0 через стопорный 8 и регулирующий 7 клапаны. В ЧВД 1 пар расширяется до давления в нижнем отопительном отборе 5 и затем через регулирующий орган 6 направляется в ЧНД 2. Остальное оборудование турбоустановки с двумя отопительными отборами пара аналогично оборудованию турбины с двумя отборами пара (см. рис. 6).

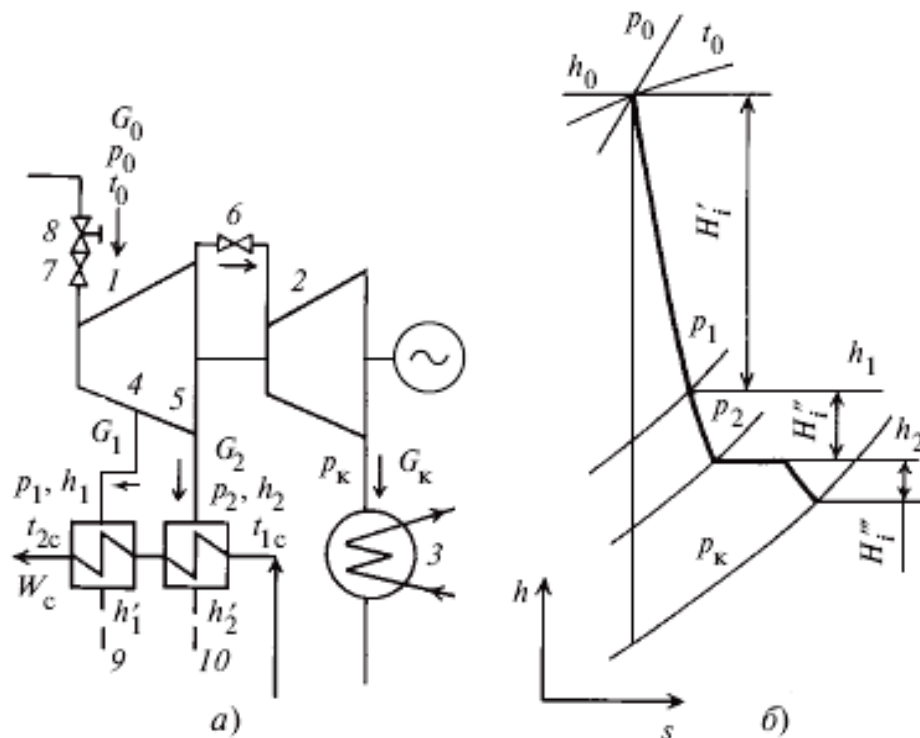


Рис. 7. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в h - s -диаграмме (б) турбинной установки с двухступенчатым отбором пара

В верхний отбор 4 пар с расходом G_1 отбирается при давлении p_1 и с энтальпией h_1 (рис. 7б), а в нижний отбор 5 пар с расходом G_2 — при параметрах p_2 и h_2 . Поскольку в турбине имеется только один регулирующий орган ЧНД, то регулируемое давление может поддерживаться только в одном

из двух отопительных отборов пара: в верхнем — при включенных обоих отборах, в нижнем — при включенном нижнем отборе.

Подогреватель сетевой воды состоит из двух подогревателей (бойлеров) 9 и 10 поверхностного типа. Требуемая температура сетевой воды, направляемой тепловому потребителю, определяется давлением пара верхнего отбора. Распределение тепловой нагрузки между верхним и нижним отборами определяется температурами сетевой воды до и после сетевых подогревателей, расходом сетевой воды и электрической нагрузкой.

Внутренняя мощность турбины N_i с двумя отопительными отборами пара определяется по выражению (без учета регенеративных отборов)

$$N_i = \frac{N_{\Sigma}}{\eta_m \eta_{\Sigma r}} = G_0 H_i' + (G_0 - G_1) H_i'' + (G_0 - G_1 - G_2) H_i''', \text{ кВт.} \quad (7)$$

Тепловая нагрузка турбины Q_T составляет

$$Q_T = W_c c_v (t_{2c} - t_{1c}) = G_1 (h_1 - h_1') + G_2 (h_2 - h_2'), \text{ кВт.} \quad (8)$$

В формулах (7) и (8) приняты следующие обозначения: G_0, G_1, G_2 — расходы пара, соответственно, на турбину, в верхний и нижний отопительный отборы, кг/с; H_i', H_i'', H_i''' — использованные теплорезервы ступеней турбины до верхнего отбора, между отборами и ЧНД (см. рис. 7б), кДж/кг; W_c — расход сетевой воды, кг/с; $c_v = 4,19$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; t_{1c}, t_{2c} — температуры воды на входе в подогреватели и выходе из них, °С; h_1, h_2 — энтальпии пара в верхнем и нижнем отопительных отборах, кДж/кг; h_1', h_2' — энтальпии конденсата греющего пара в подогревателях 9 и 10, кДж/кг.

В зависимости от соотношения тепловой и электрической нагрузок, современные турбины с двухступенчатым отбором пара могут иметь разнообразные теплофикационные режимы работы. При режимах работы по тепловому графику при заданной тепловой нагрузке Q_T регулирующий орган б перед ЧНД закрыт. Мощность турбины определяется тепловой нагрузкой, а расход пара через ЧНД ограничивается значением $G_{к.мин}$, определяемым условиями надёжной работы турбины. При работе турбины по электрическому графику возможны независимые изменения тепловой и электрической нагрузок. Регулирующий орган б открыт частично или полностью, что позволяет при постоянной тепловой нагрузке пропустить через турбину дополнительный расход свежего пара, поступающего через ЧНД в конденсатор 3 (см. рис. 7а). Этот расход обеспечивает получение дополнительной мощности по сравнению с режимом работы по тепловому графику с той же тепловой нагрузкой. Таким образом, расход пара через ЧНД зависит от заданной электрической нагрузки.

1.6. ПРИМЕНЕНИЕ ВСТРОЕННЫХ ПУЧКОВ В КОНДЕНСАТОРАХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

При режимах работы с тепловой нагрузкой в турбинах с регулируемым отбором пара не допускается нулевой пропуск пара в конденсатор. Для охлаждения ступеней ЧНД необходим минимальный пропуск пара, который определяется конструкцией турбины (размерами облопачивания ЧНД, плотностью регулирующих органов ЧНД и т.п.) и режимом ее работы (вакуум, давление в камере отбора).

Теплота пара, поступающего в конденсатор, передается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Для снижения этой теплоты часть поверхности конденсатора выделяется в специальный теплофикационный пучок. В трубки пучка предусмотрен подвод как циркуляционной воды, так и воды тепловых сетей. Площадь поверхности встроенного пучка составляет примерно 15 % общей площади поверхности конденсатора.

Конструкция конденсатора со встроенным пучком, имеющим самостоятельные водяные камеры и общее с основной поверхностью паровое пространство, является типовым решением для теплофикационных турбин мощностью 50 МВт и выше.

Принципиальная тепловая схема турбинной установки со встроенным теплофикационным пучком в конденсаторе представлена на рис. 8а.

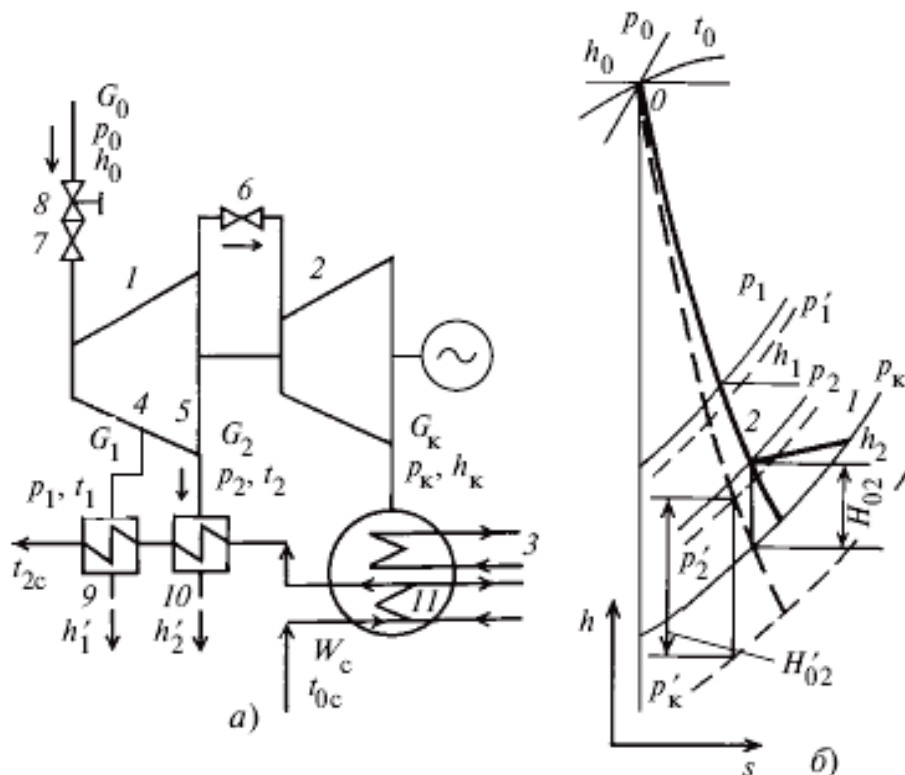


Рис. 8. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в $h-s$ -диаграмме (б) турбинной установки с двухступенчатым отбором пара и встроенным теплофикационным пучком

К основному пучку труб конденсатора 3 предусмотрен подвод только циркуляционной воды, а к встроенному пучку 11 — циркуляционной воды и воды тепловых сетей (обратной сетевой или подпиточной). Остальное оборудование турбоустановки имеет то же назначение и обозначение, как и в турбинной установке с двухступенчатым отбором пара (см. рис. 7).

При режиме работы с конденсационной выработкой электроэнергии в основной и во встроенный пучки поступает только циркуляционная вода. При работе по тепловому графику подвод циркуляционной воды к основному и к встроенному пучкам отключается, и встроенный пучок охлаждается сетевой или подпиточной водой. В этом случае регулирующий орган б ЧНД (рис. 8а) закрыт, и турбина работает в режиме, аналогичном режиму работы турбины с противодавлением. Одновременно исключается возможность независимого задания тепловой и электрических нагрузок, так как электрическая мощность турбины при таком режиме работы определяется значением и параметрами тепловой нагрузки.

Перевод турбины на работу с использованием встроенного пучка вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов по ступеням. На рис. 8б изображен тепловой процесс расширения пара в турбине в h - s -диаграмме при работе на конденсационном режиме (штриховые линии) и с включенным теплофикационным пучком (сплошные линии). Для ЧВД турбины режим работы с включенным встроенным пучком связан с увеличением давлений в регулируемых отборах ($p_1 > p'_1$; $p_2 > p'_2$), что приводит к снижению мощности турбины, вырабатываемой на потоках пара в отборы.

Вследствие ухудшения вакуума в конденсаторе в ЧНД турбины резко снижается располагаемый теплоперепад ($H'_{02} > H_{02}$), и ее ступени работают с большим отношением скоростей u/c_ϕ и меньшим КПД. В отдельных случаях потери энергии в ЧНД превышают ее располагаемый теплоперепад, тогда ступени ЧНД работают с отрицательным КПД и потребляют мощность (линия 1—2 на рис. 8б). При таких режимах за счет возрастания температуры пара, проходящего через ЧНД, ухудшается температурный режим выходного патрубка турбины.

1.7. ОСОБЕННОСТИ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ СОВРЕМЕННОЙ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ТЭС

В целях повышения экономичности в современных паротурбинных установках средней и большой мощности применяют широко развитую систему регенерации с большим числом регенеративных отборов и использованием пара концевых лабиринтных уплотнений, уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и др. Простейшая принципиальная тепловая схема установки с одноцилиндровой конденсационной турбиной показана на рис. 9.

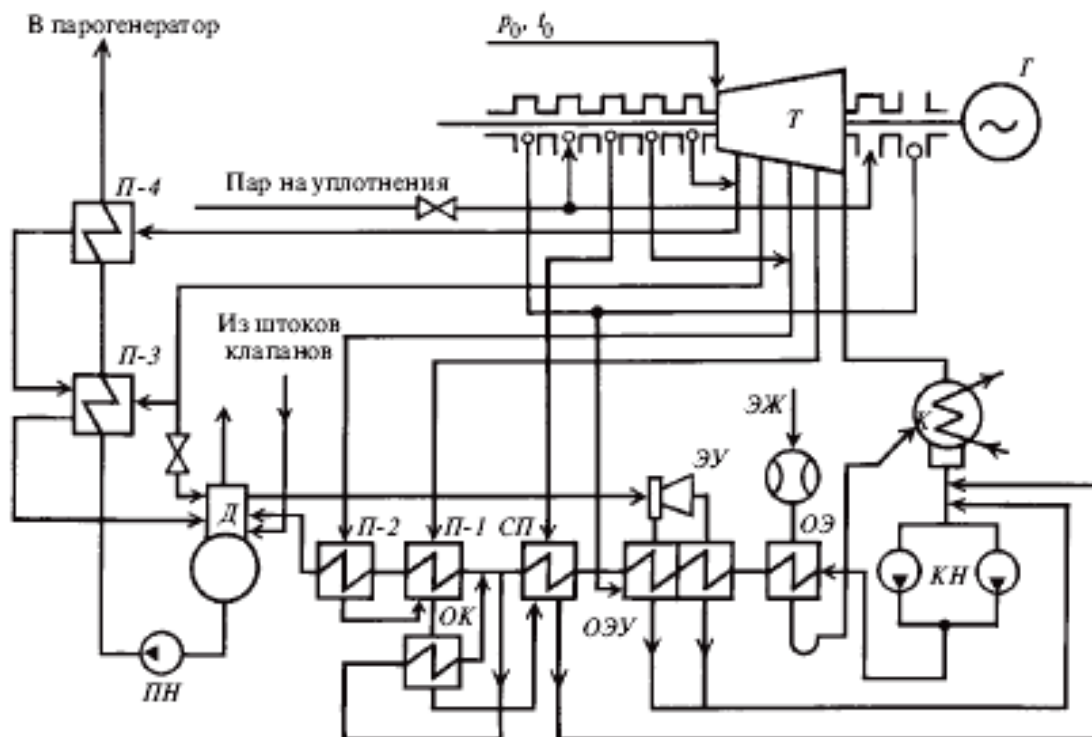


Рис. 9. Принципиальная тепловая схема турбинной установки с использованием утечек пара концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов турбины:

T — турбина; *Г* — генератор; *К* — конденсатор; *КН* — конденсатный насос;
ЭЖ — основной эжектор; *ОЭ* — охладитель основного эжектора;
ЭУ — эжектор уплотнений; *ОЭУ* — охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений;
СП — сальниковый подогреватель; *П-1—П-4* — подогреватели;
ОК — охладитель конденсата; *Д* — деаэратор; *ПН* — питательный насос

Из котла свежий пар поступает в турбину по главному паропроводу с параметрами p_0, t_0 . После расширения в проточной части турбины до давления p_k он направляется в конденсатор, где, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется. Для поддержания глубокого вакуума ($p_k = 3 - 5$ кПа) из парового пространства конденсатора специальным эжектором ЭЖ постоянно отсасывается паровоздушная смесь.

Из-за присосов воздуха через неплотности вакуумной системы турбинной установки и с добавочной водой в конденсат попадают кислород и свободная углекислота. Конденсат отработавшего пара стекает в конденсатосборник, из которого затем забирается конденсатными насосами КН и подается через охладитель эжектора ОЭ, охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений ОЭУ, сальниковый подогреватель СП и регенеративные подогреватели низкого давления П-1, П-2 в деаэратор Д. Деаэратор предназначен для удаления растворенных в конденсате агрессивных газов (O_2 и CO_2), вызывающих коррозию металлических поверхностей. В деаэраторе агрессивные газы удаляются при нагревании конденсата и добавочной воды паром за счет их смешивания и конденсации пара. Температура воды в деаэраторном баке близка к температуре насыщения греющего пара [9].

В современных паротурбинных установках с высоким давлением питательной воды устанавливаются деаэраторы повышенного давления 0,6 — 0,7 МПа с температурой насыщения 158 — 165 °С.

Конденсат пара, обработавшего в турбине и протекающего на участке от конденсатора до деаэратора, принято называть конденсатом, а после удаления из него агрессивных газов на участке от деаэратора до котла — питательной водой. Питательная вода из деаэратора забирается питательным насосом ПН и под высоким давлением (на блоках со сверхкритическими параметрами до 35 МПа) подается через подогреватели высокого давления П-3, П-4 в котел.

В целях более эффективного использования теплоты перегретого пара регенеративных отборов высокого давления подогреватели высокого давления выполняются с тремя зонами нагрева:

- основной зоной, где теплота отдается питательной воде за счет конденсации греющего пара;
- зоной для съема теплоты перегрева, размещаемой в верхней части подогревателя (пароохладитель);
- зоной охлаждения конденсата греющего пара в нижней части подогревателя.

Пар концевых лабиринтных уплотнений турбины отсасывается из крайних камер уплотнений, где поддерживается давление 95 — 97 кПа, специальным эжектором и направляется в охладитель эжектора отсоса, через который прокачивается основной конденсат.

Часть пара повышенного давления из концевых лабиринтных уплотнений направляется в первый и третий регенеративные отборы.

Для того чтобы не допустить присоса воздуха в вакуумную систему через концевые уплотнения турбины, в каждой предпоследней камере концевых уплотнений поддерживается небольшое избыточное давление (110 — 120 кПа) с помощью специального регулятора, установленного на подводе уплотняющего пара к этой камере из деаэратора.

Таким образом, мероприятия, направленные на повышение тепловой экономичности за счет повышения термического КПД цикла и комбинированного производства тепловой и электрической энергии, приводят к следующим основным особенностям современных паровых турбин:

- в турбине срабатывается большой теплоперепад (на уровне 1000 — 1600 кДж/кг);
- в турбине происходит значительное увеличение удельного объема в процессе расширения (удельный объем на выходе превосходит удельный объем на входе более чем в 1000 раз);
- конструкция турбины существенно усложняется;
- усложняется тепловая схема паротурбинной установки.

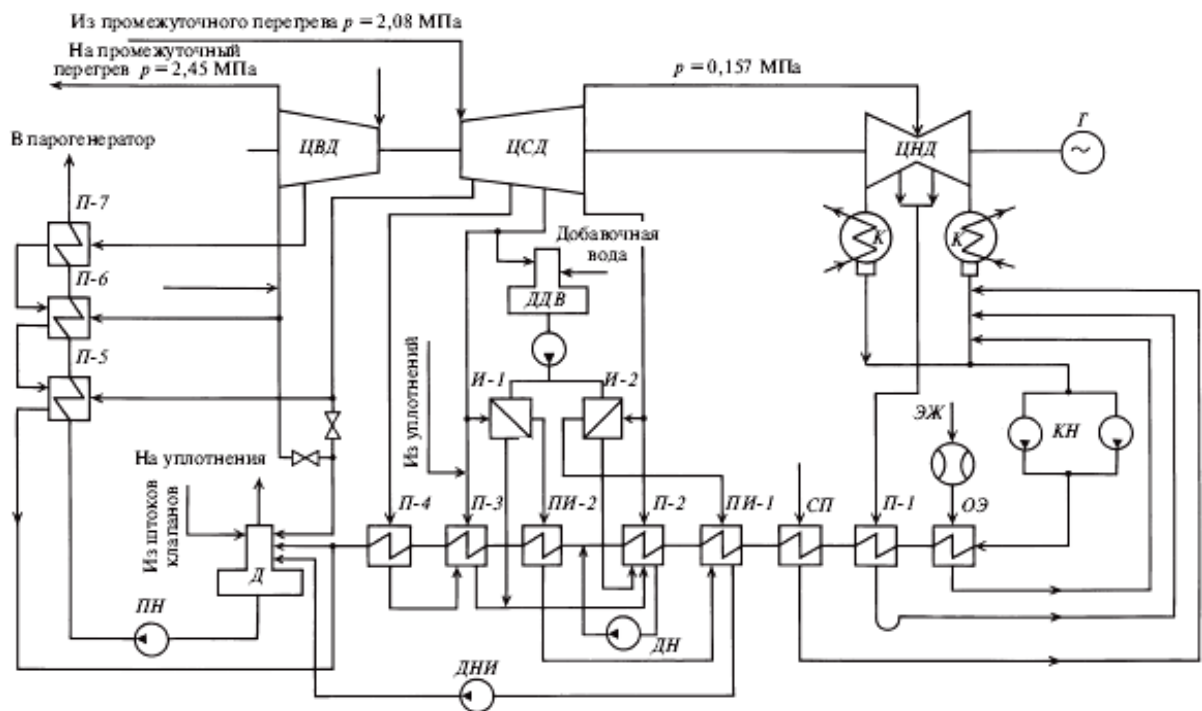


Рис. 10. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ:
ДДВ — деаэрактор добавочной воды; остальные обозначения те же, что на рис. 9

В качестве примеров рассмотрим тепловые схемы блочных паротурбинных установок К-200-12,8 и К-300-23,5.

Конденсационная паровая турбина К-200-12,8 мощностью 200 МВт рассчитана на начальные параметры пара $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 565$ °С с промежуточным перегревом до $t_{mn} = 565$ °С при давлении $p_{mn} = 2,45$ МПа. При номинальной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{le} = 10$ °С давление пара в нем $p_k = 3,33$ кПа. Расход свежего пара через турбину при номинальном режиме составляет 600 т/ч; расход пара через конденсатор — 450 т/ч. Расчетный удельный расход теплоты $q_3 = 8100$ кДж/(кВт·ч).

Турбина имеет семь регенеративных отборов пара для подогрева конденсата и питательной воды до 239 °С (рис. 10). Подогрев конденсата осуществляется в трех подогревателях низкого давления, сальниковом подогревателе, подогревателе испарителя и деаэраторе, подогрев питательной воды — в трех подогревателях высокого давления. Конденсат греющего пара четвертого, пятого и шестого отборов дренажным насосом ДН подается в линию основного конденсата.

Давление и расход пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор	1(П-7)	2(П-6)	3(П-5 и деаэрактор)
p , МПа	3,37	2,77	1,04/0,59
G , т/ч	26,0	38,8	17,0
Отбор	4(П-4)	5(П-3)	6(П-2) 7(П-1)
p , МПа	0,548	0,238	0,11 0,023
G , т/ч	23,7	16,0	23,6 21,4

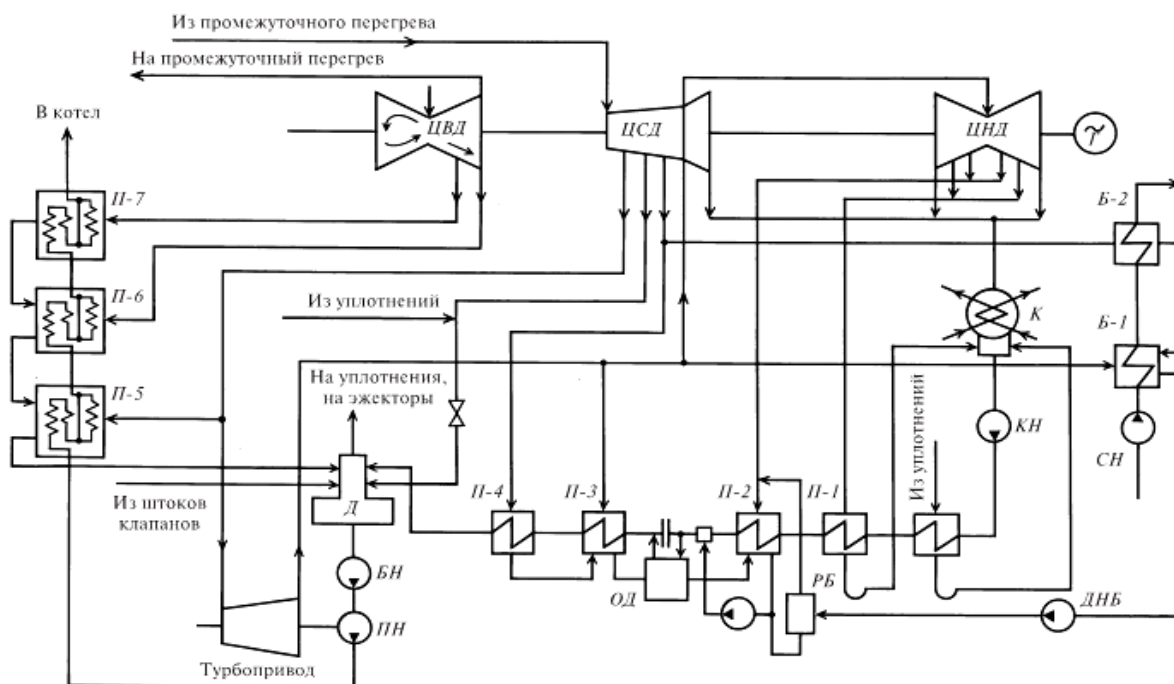


Рис. 11. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки (К-300-23,5):

Б-1, Б-2 — бойлеры; БН — бустерный насос; ОД — охладитель дренажа; ДНБ — дренажный насос бойлеров; СН — сетевой насос; РБ — расширитель бойлерный; остальные обозначения те же, что на рис. 9

В тепловую схему включены также два одноступенчатых испарителя И-1 и И-2 для восполнения потерь пара и конденсата в количестве около 3 % максимального расхода пара на турбину. Деаэрация добавочной химически очищенной воды, поступающей в испарительную установку, осуществляется в атмосферном деаэраторе. Вторичный пар испарителей используется в подогревателях испарителей ПИ-1 и ПИ-2 для подогрева основного конденсата. Дренаж этих испарителей подается дренажным насосом ДНИ в основной деаэратор. На рис. 11 приведена принципиальная тепловая схема одной из современных *паротурбинных установок К-300-23,5*.

Турбина К-300-23,5 имеет развитую систему регенерации, состоящую из восьми нерегулируемых отборов пара для подогрева питательной воды до 268 °С, а также бойлерную установку для целей теплофикации с отдачей теплоты 63 МДж/ч на подогрев сетевой воды. Подогреватели высокого давления П-5 — П-7 имеют встроенные отсеки для съема теплоты перегрева греющего пара и охлаждения дренажа. Добавочная вода после глубокого химического обессоливания поступает непосредственно в конденсатор турбины. Давление и расходы пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор.	1(П-7)	2(П-6)	3(П-5)	4(деаэратор)
p , МПа	6,46	4,16	1,63	1,08
G , т/ч	61,3	93,0	30,0	53,0
Отбор.	5(П-4)	6(П-3)	7(П-2)	8(П-1)
p , МПа	0,53	0,245	0,092	0,017
G , т/ч	38,2	31,7	33,4	24,4

1.8. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Общие положения

Расчет тепловой схемы паротурбинной установки (ПТУ) базируется на знаниях, полученных студентами при изучении промышленных теплоэлектростанций (ТЭС) и теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), теории паровых турбин и ПТУ в рамках дисциплин: «Промышленные ТЭС», «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Паротурбинные установки ТЭС и АЭС». Расчет может производиться с использованием компьютерной техники (программ Excel, Mathcad и др.), а также калькулятора. При выполнении указанного расчета студенты должны уметь пользоваться $h-s$ - диаграммой для воды и водяного пара, программой САТТ2 или другой подобной ей.

Целью расчета тепловой схемы ПТУ является формирование компетенций, связанных с получением навыков определения абсолютного внутреннего КПД ПТУ и удельного расхода теплоты при указанной тепловой схеме и при исключении подогревателя высокого давления (ПВД-7). Тепловая схема ПТУ показана на рис. 12.

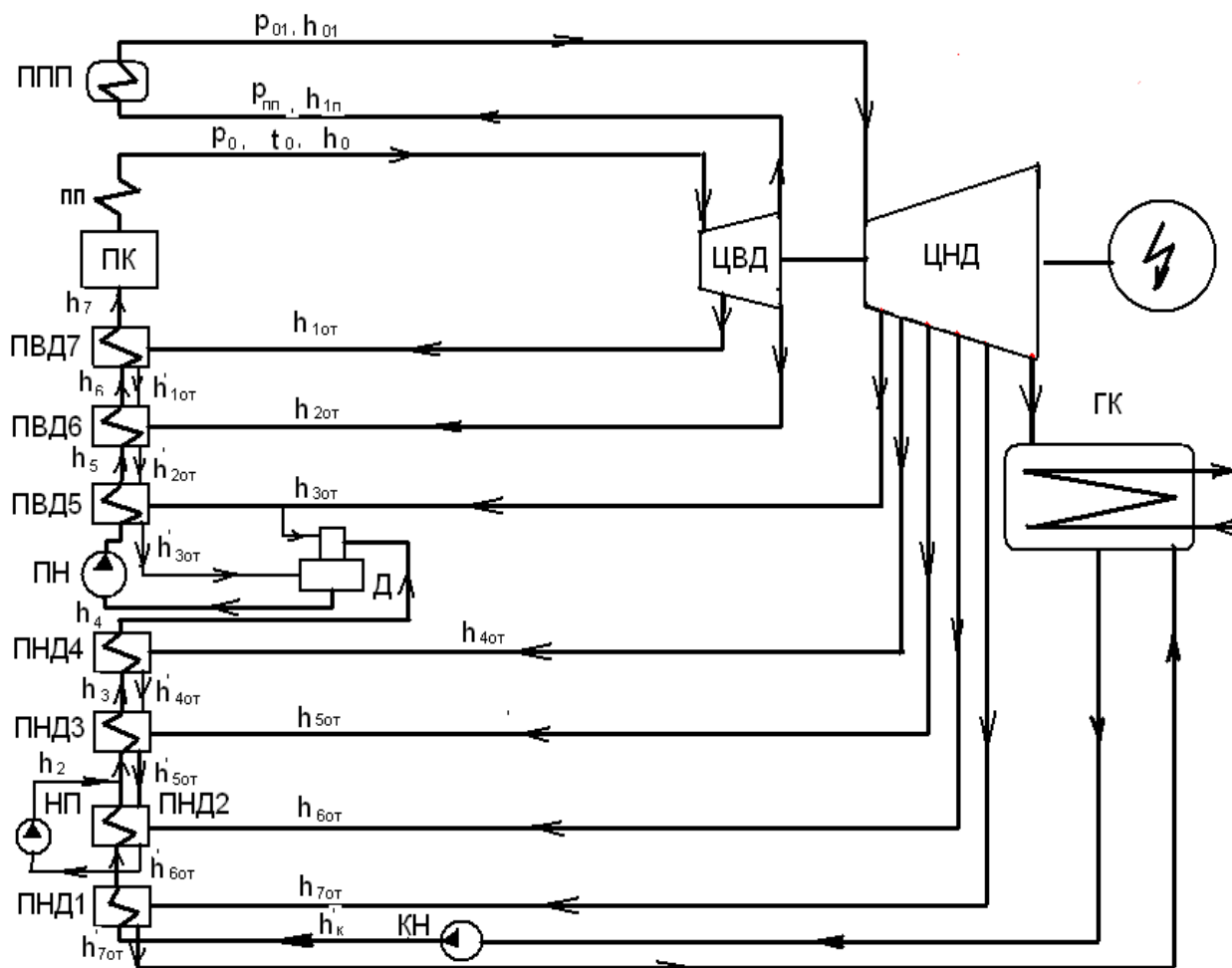


Рис. 12. Тепловая схема ПТУ

ПТУ состоит из конденсационной двухцилиндровой (ЦВД, ЦНД) паровой турбины типа «К-200». Вал турбины соединен муфтой с валом электрогенератора.

Из пароперегревателя парового котла (ПП) пар с параметрами: давление P_0 , МПа, температура t_0 , °С, энтальпия h_0 , кДж/кг, поступает в ЦВД. ЦВД имеет два регенеративных отбора пара на подогрев питательной воды в подогревателях высокого давления: первый отбор на ПВД-7, энтальпия пара на входе - $h_{1от}$, кДж/кг, второй – на ПВД – 6, энтальпия пара на входе $h_{2от}$, кДж/кг. Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-7 $h'_{1от}$, кДж/кг, из ПВД-6 - $h'_{2от}$, кДж/кг.

После ЦВД отработавший пар поступает в промежуточный пароперегреватель (ППП) с параметрами: давление - $P_{пп}$, МПа, температура - $t_{пп}$, °С, энтальпия – $h_{1п}$, кДж/кг. Из промежуточного пароперегревателя пар поступает в ЦНД с параметрами: давление - P_{01} , МПа, температура - t_{01} , °С, энтальпия - h_{01} , кДж/кг. ЦНД имеет пять отборов пара на подогрев питательной воды и конденсата в подогревателях высокого давления ПВД-5, энтальпия пара на входе - $h_{3от}$, кДж/кг. Из этого же отбора пар поступает в деаэратор, энтальпия пара - $h_{3от}$, кДж/кг. Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-5 - $h'_{3от}$, кДж/кг.

Из других отборов пара в ЦНД (4,5,6,7) пар поступает на подогрев конденсата в подогревателях низкого давления. В ПНД-4 греющий пар поступает с энтальпией $h_{4от}$, кДж/кг, в ПНД-3 – с энтальпией $h_{5от}$, кДж/кг, в ПНД-2 – с энтальпией $h_{6от}$, кДж/кг, в ПНД-1 – с энтальпией $h_{7от}$, кДж/кг. Из подогревателей низкого давления конденсат греющего пара имеет энтальпии: из ПНД-4 – $h'_{4от}$, кДж/кг, ПНД-3 – $h'_{5от}$, кДж/кг, ПНД-2 – $h'_{6от}$, кДж/кг, ПНД-1 – $h'_{7от}$, кДж/кг.

Отработавший пар из ЦНД (энтальпия $h_{цнд}$, кДж/кг) поступает в конденсатор (ГК), где он конденсируется, и из конденсатосборника конденсатным насосом (КН) конденсат подается в подогреватели низкого давления: ПНД-1, энтальпия конденсата на входе в подогреватель $h'_к$, кДж/кг, на выходе – h_1 , кДж/кг; ПНД-2, энтальпия конденсата на входе в подогреватель h_1 , кДж/кг, на выходе – h_2 , кДж/кг; ПНД-3, энтальпия конденсата на входе в подогреватель h_2 , кДж/кг, на выходе – h_3 , кДж/кг; ПНД-4, энтальпия конденсата на входе в подогреватель h_3 , кДж/кг, на выходе – h_4 , кДж/кг.

После ПНД-4 конденсат с энтальпией h_4 , кДж/кг, поступает в деаэратор, из него питательным насосом (ПН) питательная вода подается в подогреватели высокого давления: ПВД-5, энтальпия питательной воды на входе h_4 , кДж/кг, на выходе – h_5 , кДж/кг; ПВД-6, энтальпия питательной воды на входе h_5 , кДж/кг, на выходе – h_6 , кДж/кг; ПВД-7, энтальпия питательной воды на входе h_6 , кДж/кг, на выходе – h_7 , кДж/кг, и с указанной энтальпией h_7 питательная вода подается в паровой котел.

Исходные данные и алгоритм расчета отражены в табл. 1, 2.

Алгоритм расчета

Расчет тепловой схемы ПТУ начинают с определения количества отбираемого пара путем составления уравнений теплового баланса для каждого подогревателя высокого и низкого давления (табл. 5). Расчет ведется от подогревателя наиболее высокого давления. В этом случае в каждом уравнении теплового баланса будет одна неизвестная величина: доля греющего пара α_i в рассматриваемом отборе.

Таблица 1

Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Размерность
Давление пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦВД	P_0	МПа
Температура пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦВД	t_0	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара перед промежуточным пароперегревателем	$P_{пп}$	МПа
Температура пара перед промежуточным пароперегревателем	$t_{пп}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦНД	$P_{по}$	МПа
Температура пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦНД	$t_{по}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на выходе из ЦНД	$P_{цнд}$	МПа
Температура пара на выходе из ЦНД	$t_{цнд}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление конденсата перед ПНД-1	P'_k	МПа
Температура конденсата перед ПНД-1	t'_k	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПВД-7	$P_{1от}$	МПа
Температура пара на входе в ПВД-7	$t_{1от}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПВД-6	$P_{2от}$	МПа
Температура пара на входе в ПВД-6	$t_{2от}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПВД-5	$P_{3от}$	МПа
Температура пара на входе в ПВД-5	$t_{3от}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-4	$P_{4от}$	МПа
Температура пара на входе в ПНД-4	$t_{4от}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-3	$P_{5от}$	МПа
Температура пара на входе в ПНД-3	$t_{5от}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-2	$P_{6от}$	МПа
Температура пара на входе в ПНД-2	$t_{6от}$	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-1	$P_{7от}$	МПа
Температура пара на входе в ПНД-1	$t_{7от}$	$^{\circ}\text{C}$
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-7	$h'_{1от}$	кДж/кг

Окончание табл. 1

Наименование величины	Обозначение	Размерность
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-6	$h'_{2от}$	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-5	$h'_{3от}$	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-4	$h'_{4от}$	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-3	$h'_{5от}$	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-2	$h'_{6от}$	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-1	$h'_{7от}$	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-1	h_1	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-2	h_2	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-3	h_3	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-4	h_4	кДж/кг
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-5	h_5	кДж/кг
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-6	h_6	кДж/кг
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-7	h_7	кДж/кг

Таблица 2

Алгоритм расчета

Наименование величины	Способ определения	Размерность
Энтальпии пара и конденсата перед ПНД-1	Определяются по P, t	кДж/кг
Уравнение теплового баланса для ПВД-7	$h_{7от}, h_k$	
Доля греющего пара на ПВД-7	$\alpha_7 \times (h_{1от} - h'_{1от}) = (h_7 - h_6)$ $\alpha_7 = \frac{h_7 - h_6}{h_{1от} - h'_{1от}}$	кДж/кг -
Уравнение теплового баланса для ПВД-6	$\alpha_6 \cdot (h_{2от} - h'_{2от}) = (h_6 - h_5) - \alpha_7 \cdot (h'_{1от} - h'_{2от})$	кДж/кг
Доля греющего пара на ПВД-6	$\alpha_6 = \frac{h_6 - h_5 - \alpha_7 \cdot (h'_{1от} - h'_{2от})}{h_{2от} - h'_{2от}}$	-
Уравнение теплового баланса для ПВД-5	$\alpha_5 \cdot (h_{3от} - h'_{3от}) = (h_5 - h_4) - (\alpha_7 + \alpha_6) \cdot (h'_{2от} - h'_{3от})$	кДж/кг

Наименование величины	Способ определения	Размерность
<p>Доля греющего пара на ПВД-5 При составлении уравнений теплового баланса для подогревателей низкого давления (ПНД-4,3,2) необходимо учитывать, что конденсат греющего пара от ПВД-7,6,5 поступает в деаэратор, а не протекает через подогреватели низкого давления. Поэтому доля обогреваемой воды (конденсата), проходящей через ПНД-4,3,2, будет:</p>	$\alpha_5 = \frac{h_5 - h_4 - (\alpha_7 + \alpha_6) \cdot (h'_{2ot} - h'_{3ot})}{h_{3ot} - h'_{3ot}}$	-
<p>Уравнение теплового баланса для ПНД-4</p>	$\alpha_{нн\delta} = 1 - \alpha_7 - \alpha_6 - \alpha_5$	-
<p>Доля греющего пара на ПНД-4</p>	$\alpha_4 \cdot (h_{4ot} - h'_{4ot}) = \alpha_{нн\delta} \cdot (h_4 - h_3)$	кДж/кг
<p>Уравнение теплового баланса для ПНД-3</p>	$\alpha_4 = \alpha_{нн\delta} \cdot \frac{h_4 - h_3}{h_{4ot} - h'_{4ot}}$	-
<p>Уравнение теплового баланса для ПНД-3</p>	$\alpha_3 \cdot (h_{5ot} - h'_{5ot}) = \alpha_{нн\delta} \cdot (h_3 - h_2) - \alpha_4 \cdot (h'_{4ot} - h'_{5ot})$	кДж/кг
<p>Доля греющего пара на ПНД-3</p>	$\alpha_3 = \frac{\alpha_{нн\delta} \cdot (h_3 - h_2) - \alpha_4 \cdot (h'_{4ot} - h'_{5ot})}{h_{5ot} - h'_{5ot}}$	-
<p>Уравнение теплового баланса для ПНД-2</p>	$\alpha_2 \cdot (h_{6ot} - h'_{6ot}) = \alpha_{нн\delta} \cdot (h_2 - h_1) - (\alpha_4 + \alpha_3) \cdot (h'_{5ot} - h'_{6ot})$	кДж/кг
<p>Доля греющего пара на ПНД-2</p>	$\alpha_2 = \frac{\alpha_{нн\delta} \cdot (h_2 - h_1) - (\alpha_4 + \alpha_3) \cdot (h'_{5ot} - h'_{6ot})}{h_{6ot} - h'_{6ot}}$	-
<p>ПНД-2 снабжен перекачивающим насосом (см. рис. 12), который подает конденсат греющего пара ПНД-4,3,2 непосредственно в систему подачи воды (конденсата) в ПНД-3, поэтому конденсат греющего пара от ПНД-4,3,2 не поступает в ПНД-1.</p>		
<p>Доля обогреваемой воды (конденсата), проходящей через ПНД-1:</p>	$\alpha_{1нн\delta} = 1 - \sum_2^z \alpha_i$	-
	z- количество подогревателей	

Наименование величины	Способ определения	Размерность
Уравнение теплового баланса для ПНД-1	$\alpha_1 \cdot (h_{7ot} - h'_{7ot}) = \alpha_{1нн\text{ю}} \cdot (h_1 - h'_k)$	кДж/кг
Доля греющего пара на ПНД-1	$\alpha_1 = \alpha_{1нн\text{ю}} \cdot \frac{h_1 - h'_k}{h_{7ot} - h'_{7ot}}$	-
Внутренний теплоперепад от состояния пара на входе в ЦВД до первого отбора пара на ПВД-7	$H_{i0} = h_0 - h_{1ot}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад между 1-м и 2-м отборами пара	$H_{i1} = h_{1ot} - h_{2ot}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад	$\bar{H}_{i1} = (1 - \alpha_7) \cdot H_{i1}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад между 2-м и 3-м отборами пара	$H_{i2} = h_{2ot} - h_{3ot}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад	$\bar{H}_{i2} = \left(1 - \sum_7^6 \alpha_i\right) \cdot H_{i2}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад между 3-м и 4-м отборами пара	$H_{i3} = h_{3ot} - h_{4ot}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад	$\bar{H}_{i3} = \left(1 - \sum_7^5 \alpha_i\right) \cdot H_{i3}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад между 4-м и 5-м отборами пара	$H_{i4} = h_{4ot} - h_{5ot}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад	$\bar{H}_{i4} = \left(1 - \sum_7^4 \alpha_i\right) \cdot H_{i4}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад между 5-м и 6-м отборами пара	$H_{i5} = h_{5ot} - h_{6ot}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад	$\bar{H}_{i5} = \left(1 - \sum_7^3 \alpha_i\right) \cdot H_{i5}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад между 6-м и 7-м отборами пара	$H_{i6} = h_{6ot} - h_{7ot}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад	$\bar{H}_{i6} = \left(1 - \sum_7^2 \alpha_i\right) \cdot H_{i6}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад между состоянием пара в 7-м отборе и выходе из ЦНД	$H_{i7} = h_{7ot} - h_{у\text{н\text{ю}}}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад	$\bar{H}_{i7} = \left(1 - \sum_7^1 \alpha_i\right) \cdot H_{i7}$	кДж/кг
Приведенный внутренний теплоперепад в турбине	$\bar{H}_i = \sum_0^z \bar{H}_{im}$	кДж/кг
Доля пара, проходящая через промежуточный пароперегреватель	$m=0 \dots z; z=7.$ $\alpha_{nn} = 1 - (\alpha_7 + \alpha_6)$	-

Окончание табл. 2

Наименование величины	Способ определения	Размерность
Количество теплоты, затрачиваемой в котле на получение 1 кг пара	$q = h_0 - h_7 + \alpha_{nn} \cdot (h_{n0} - h_{nn})$	кДж/кг
Абсолютный внутренний КПД ПТУ	$\eta_i = \frac{\bar{H}_i}{q}$	-
Удельный расход теплоты	$q_i = \frac{1}{\eta_i}; \left(q_i = \frac{3600}{\eta_i} \right)$	кДж/кДж (кДж/кВт·ч)

Далее, исключив из расчета ПВД-7, по приведенному выше алгоритму определяют абсолютный внутренний КПД ПТУ η_i и удельный расход теплоты q_i .

Таблица 3

Дополнительные исходные данные для определения мощности турбины

Наименование величины	Обозначение	Размерность
Максимальный расход пара	G	кг/с
Механический КПД турбины	η_m	-
КПД электрогенератора	$\eta_{\text{ЭГ}}$	-

По дополнительным исходным данным определяют электрическую мощность ПТУ при использовании всех подогревателей воды и при исключении ПВД-7.

Расчеты тепловой схемы ПТУ выполняются студентами по исходным данным, которые приведены в табл. 4. Следующие величины: давление пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦВД P_0 , температура пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦВД t_0 , давление пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦНД $P_{\text{по}}$, температура пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦНД $t_{\text{по}}$, максимальный расход пара G выдаются студенту преподавателем в соответствии с вариантом.

Таблица 4

Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Значение	Размерность
Давление пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦВД (по варианту)	P_0	12,75	МПа
Температура пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦВД (по варианту)	t_0	545	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара перед промежуточным пароперегревателем	$P_{\text{пп}}$	2,28	МПа
Температура пара перед промежуточным пароперегревателем	$t_{\text{пп}}$	343	$^{\circ}\text{C}$

Продолжение табл. 4

Наименование величины	Обозначение	Значение	Размерность
Давление пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦНД (по варианту)	$P_{по}$	2,1	МПа
Температура пара перед 1-м сопловым аппаратом ЦНД (по варианту)	$t_{по}$	545	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на выходе из ЦНД	$P_{цнд}$	0,00543	МПа
Температура пара на выходе из ЦНД	$t_{цнд}$	34,35	$^{\circ}\text{C}$
Давление конденсата перед ПНД-1	$P'_{к}$	0,00343	МПа
Температура конденсата перед ПНД-1	$t'_{к}$	24,65	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПВД-7	$P_{1от}$	3,53	МПа
Температура пара на входе в ПВД-7	$t_{1от}$	395	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПВД-6	$P_{2от}$	2,43	МПа
Температура пара на входе в ПВД-6	$t_{2от}$	345	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПВД-5	$P_{3от}$	1,16	МПа
Температура пара на входе в ПВД-5	$t_{3от}$	480	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-4	$P_{4от}$	0,658	МПа
Температура пара на входе в ПНД-4	$t_{4от}$	390	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-3	$P_{5от}$	0,343	МПа
Температура пара на входе в ПНД-3	$t_{5от}$	290	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-2	$P_{6от}$	0,213	МПа
Температура пара на входе в ПНД-2	$t_{6от}$	210	$^{\circ}\text{C}$
Давление пара на входе в ПНД-1	$P_{7от}$	0,023	МПа
Температура пара на входе в ПНД-1	$t_{7от}$	75	$^{\circ}\text{C}$
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-7	$h'_{1от}$	1005	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-6	$h'_{2от}$	919	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПВД-5	$h'_{3от}$	634	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-4	$h'_{4от}$	651	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-3	$h'_{5от}$	526	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-2	$h'_{6от}$	241	кДж/кг
Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-1	$h'_{7от}$	263	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-1	h_1	241	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-2	h_2	411	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-3	h_3	507	кДж/кг
Энтальпия конденсата на выходе из ПНД-4	h_4	634	кДж/кг

Наименование величины	Обозначение	Значение	Размерность
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-5	h_5	749	кДж/кг
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-6	h_6	919	кДж/кг
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-7	h_7	1018	кДж/кг
Максимальный расход пара (по варианту)	G	165	кг/с
Механический КПД турбины	η_M	0,955	-
КПД электрогенератора	$\eta_{\text{ЭГ}}$	0,96	-

Таблица 5

Алгоритм и результаты расчета

Обозначение	Расчётная формула	Результаты расчётов	Единица измерения
h'_k	Определяется по p'_k и t'_k	103,4	кДж/кг
h_{7ot}	Определяется по p_{7ot} и t_{7ot}	2638	кДж/кг
α_7	$\alpha_7 \cdot (h_{1ot} - h'_{1ot}) = (h_7 - h_6)$, $\alpha_7 = \frac{h_7 - h_6}{h_{1ot} - h'_{1ot}} =$ $= \frac{1018 - 919}{3210 - 1005}$	0,0449	-
α_6	$\alpha_6 \cdot (h_{2ot} - h'_{2ot}) = (h_6 - h_5) - \alpha_7 \cdot (h'_{1ot} - h'_{2ot})$, $\alpha_6 = \frac{h_6 - h_5 - \alpha_7 \cdot (h'_{1ot} - h'_{2ot})}{h_{2ot} - h'_{2ot}} =$ $= \frac{919 - 749 - 0,0449 \cdot (1005 - 919)}{3116 - 919}$	0,0756	-
α_5	$\alpha_5 \cdot (h_{3ot} - h'_{3ot}) = (h_5 - h_4) - (\alpha_7 + \alpha_6) \cdot (h'_{2ot} - h'_{3ot})$, $\alpha_5 = \frac{h_5 - h_4 - (\alpha_7 + \alpha_6) \cdot (h'_{2ot} - h'_{3ot})}{h_{3ot} - h'_{3ot}} = \frac{749 - 634 - (0,0449 + 0,0756) \cdot (919 - 634)}{3433 - 634}$	0,0288	-
$\alpha_{нн\theta}$	$\alpha_{нн\theta} = 1 - \alpha_7 - \alpha_6 - \alpha_5 = 1 - 0,0449 - 0,0756 - 0,0288$	0,8507	-
α_4	$\alpha_4 \cdot (h_{4ot} - h'_{4ot}) = \alpha_{нн\theta} \cdot (h_4 - h_3)$, $\alpha_4 = \alpha_{нн\theta} \cdot \frac{h_4 - h_3}{h_{4ot} - h'_{4ot}} = 0,8507 \cdot \frac{634 - 507}{3248 - 651}$	0,0416	-
α_3	$\alpha_3 \cdot (h_{5ot} - h'_{5ot}) = \alpha_{нн\theta} \cdot (h_3 - h_2) - \alpha_4 \cdot (h'_{4ot} - h'_{5ot})$, $\alpha_3 = \frac{\alpha_{нн\theta} \cdot (h_3 - h_2) - \alpha_4 \cdot (h'_{4ot} - h'_{5ot})}{h_{5ot} - h'_{5ot}} =$ $= \frac{0,8507 \cdot (507 - 411) - 0,0416 \cdot (651 - 526)}{3048 - 526}$	0,0303	-

Продолжение табл. 5

Обозначение	Расчётная формула	Результаты расчётов	Единица измерения
α_2	$\alpha_2 \cdot (h_{6ot} - h'_{6ot}) = \alpha_{нн\theta} \cdot (h_2 - h_1) - (\alpha_4 + \alpha_3) \cdot (h'_{5ot} - h'_{6ot})$ $\alpha_2 = \frac{\alpha_{нн\theta} \cdot (h_2 - h_1) - (\alpha_4 + \alpha_3) \cdot (h'_{5ot} - h'_{6ot})}{h_{6ot} - h'_{6ot}} =$ $= \frac{0,8507 \cdot (411 - 241) - (0,0416 + 0,0303) \cdot (526 - 241)}{2890 - 241}$	0,0469	-
$\alpha_{нн\theta}$	$\alpha_{нн\theta} = 1 - \sum_2^z \alpha_i = 1 - 0,2681$	0,7319	-
α_1	$\alpha_1 \cdot (h_{7ot} - h'_{7ot}) = \alpha_{нн\theta} \cdot (h_1 - h'_k),$ $\alpha_1 = \alpha_{нн\theta} \cdot \frac{h_1 - h'_k}{h_{7ot} - h'_{7ot}} = 0,7319 \cdot \frac{241 - 103,4}{2638 - 263}$	0,0579	-
H_{i0}	$H_{i0} = h_0 - h_{1ot} = 3459 - 3210$	249	кДж/кг
H_{i1}	$H_{i1} = h_{1ot} - h_{2ot} = 3210 - 3116$	94	кДж/кг
\bar{H}_{i1}	$\bar{H}_{i1} = (1 - \alpha_7) \cdot H_{i1} = (1 - 0,0449) \cdot 94$	89,78	кДж/кг
H_{i2}	$H_{i2} = h_{n0} - h_{3ot} = 3566 - 3433$	133	кДж/кг
\bar{H}_{i2}	$\bar{H}_{i2} = \left(1 - \sum_7^6 \alpha_i\right) \cdot H_{i2} = (1 - (0,0449 + 0,0756)) \cdot 133$	116,97	кДж/кг
H_{i3}	$H_{i3} = h_{3ot} - h_{4ot} = 3433 - 3248$	185	кДж/кг
\bar{H}_{i3}	$\bar{H}_{i3} = \left(1 - \sum_7^5 \alpha_i\right) \cdot H_{i3} = (1 - (0,0449 + 0,0756 + 0,0288))$ $\times 185$	157,38	кДж/кг
H_{i4}	$H_{i4} = h_{4ot} - h_{5ot} = 3248 - 3048$	200	кДж/кг
\bar{H}_{i4}	$\bar{H}_{i4} = \left(1 - \sum_7^4 \alpha_i\right) \cdot H_{i4} = (1 - (0,0449 + 0,0756 + 0,0288 +$ $+ 0,0416)) \cdot 200$	161,82	кДж/кг
H_{i5}	$H_{i5} = h_{5ot} - h_{6ot} = 3048 - 2890$	158	кДж/кг
\bar{H}_{i5}	$\bar{H}_{i5} = \left(1 - \sum_7^3 \alpha_i\right) \cdot H_{i5} = (1 - (0,0449 + 0,0756 + 0,0288 +$ $+ 0,0416 + 0,0303)) \cdot 158$	123,05	кДж/кг
H_{i6}	$H_{i6} = h_{6ot} - h_{7ot} = 2890 - 2638$	252	кДж/кг
\bar{H}_{i6}	$\bar{H}_{i6} = \left(1 - \sum_7^2 \alpha_i\right) \cdot H_{i6} = (1 - (0,0449 + 0,0756 + 0,0288 +$ $+ 0,0416 + 0,0303 + 0,0469)) \cdot 252$	184,44	кДж/кг
H_{i7}	$H_{i7} = h_{7ot} - h_{нн\theta} = 2638 - 2564$	74	кДж/кг
\bar{H}_{i7}	$\bar{H}_{i7} = \left(1 - \sum_7^1 \alpha_i\right) \cdot H_{i7} = (1 - (0,0449 + 0,0756 + 0,0288 +$ $+ 0,0416 + 0,0303 + 0,0469 + 0,0579)) \cdot 74$	49,88	кДж/кг

Обозначение	Расчётная формула	Результаты расчётов	Единица измерения
\bar{H}_i	$\bar{H}_i = \sum_0^z \bar{H}_{im} = 249 + 89,78 + 116,97 + 157,38 + 161,82 +$ $+ 123,05 + 184,44 + 49,88$	1132,32	кДж/кг
α_{nn}	$\alpha_{nn} = 1 - (\alpha_7 + \alpha_6) = 1 - (0,0449 + 0,0756)$	0,8795	-
q	$q = h_0 - h_7 + \alpha_{nn} \cdot (h_{n0} - h_{nn}) = 3459 - 1018 +$ $+ 0,8795 \cdot (3566 - 3115)$	2837,65	кДж/кг
η_i	$\eta_i = \frac{\bar{H}_i}{q} = \frac{1132,32}{2837,65}$	0,399	-
q_i	$q_i = \frac{1}{\eta_i} = \frac{1}{0,399}$	2,51	кДж/кДж
q_i	$q_i = \frac{3600}{\eta_i} = \frac{3600}{0,399}$	9022,56	кДж/кВт·ч

Далее по известной формуле определяется электрическая мощность паровой турбины:

$$N_s = G \cdot \bar{H}_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{э} = 165 \cdot 1132,32 \cdot 0,955 \cdot 0,96 = 171288,31 \text{ кВт} = 171,3 \text{ МВт}.$$

Затем, исключив из схемы ПВД-7, производим расчет тепловой схемы в соответствии с алгоритмом, показанным в табл. 2. В этом случае изменяются уравнения тепловых балансов для ПВД и ПНД, пересчитываются доли греющего пара на ПВД и ПНД, доли обогреваемой воды, проходящей через ПНД-4,3,2 и ПНД-1, а также внутренний теплоперепад H_{i0} , приведенные внутренние теплоперепады \bar{H}_i .

В результате было рассчитано:

- приведенный внутренний теплоперепад в турбине, $\bar{H}_i = 1174,25 \text{ кДж/кг}$;
- количество теплоты, затрачиваемой в котле на получение 1 кг пара, $q = 2956,09 \text{ кДж/кг}$;
- абсолютный внутренний КПД ПТУ, $\eta_i = 0,397$;
- удельный расход теплоты, $q_i = 2,52 \text{ кДж/кДж}$;
- электрическая мощность турбины, $N_s = 177,6 \text{ МВт}$.

Из полученных данных следует, что электрическая мощность турбины увеличилась на 3,5 %, а абсолютный внутренний КПД ПТУ уменьшился на 0,5 %.

Отчет должен содержать:

1. Исходные данные, алгоритмы и результаты расчета тепловой схемы ПТУ и определения электрической мощности турбины при полном составе ПВД и ПНД, а также при исключении ПВД-7.
2. Изображение тепловой схемы ПТУ.
3. Выводы по работе.

2. ДИАФРАГМЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

С помощью диафрагм цилиндр турбины разбивается на отдельные отсеки. В направляющем аппарате диафрагм потенциальная энергия парового потока превращается в кинетическую энергию; кроме этого, создается направление потока. Направляющий аппарат состоит из решетки направляющих лопаток, которые образуют сопловые каналы.

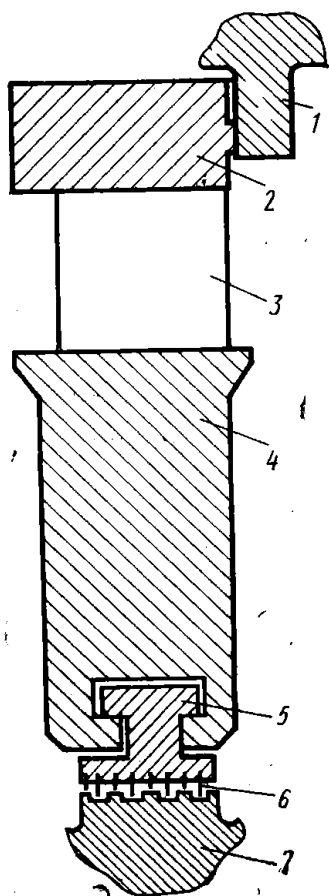


Рис. 13.
Конструктивная схема
диафрагмы:

- 1 – опорный зуб;
- 2 – обод;
- 3 – лопаточный аппарат;
- 4 – тело;
- 5 – сегменты уплотнений;
- 6 – уплотнительные усики сегментов уплотнений;
- 7 – вал турбины

Диафрагма состоит (рис. 13) из наружного полукольца (обода) 2, внутреннего полукольца (тела) 4, лопаточного аппарата 3 и сегментов уплотнений 5, которые служат для уменьшения утечек пара между диафрагмой и валом турбины 7. Они крепятся в специальном пазу, сделанном в теле диафрагмы, и чаще всего представляют собой разрезанное на части кольцо, в которое завальцованы уплотнительные усики 6.

Основной нагрузкой является перепад давлений, равномерно распределенный по всей поверхности диафрагмы. По опорному диаметру диафрагма опирается на соответствующий опорный зуб 1, выполненный в цилиндре или обойме. Диафрагма имеет горизонтальный разъем, не скрепленный болтами. На разъеме с целью уплотнения размещена радиальная шпонка. Кроме этого устанавливают шпонки, препятствующие повороту диафрагмы в окружном направлении.

В зависимости от параметров рабочей среды, конструкции цилиндра и других факторов, диафрагмы конструктивно выполняются по-разному.

По типу крепления лопаточного аппарата диафрагмы могут быть сварными, литыми и наборными (рис. 14).

В сварной диафрагме лопатки предварительно приваривают к бандажу, в котором имеются для этой цели специальные профильные отверстия. После этого бандаж вместе с лопатками с помощью основных сварных швов соединяется с телом и ободом диафрагмы.

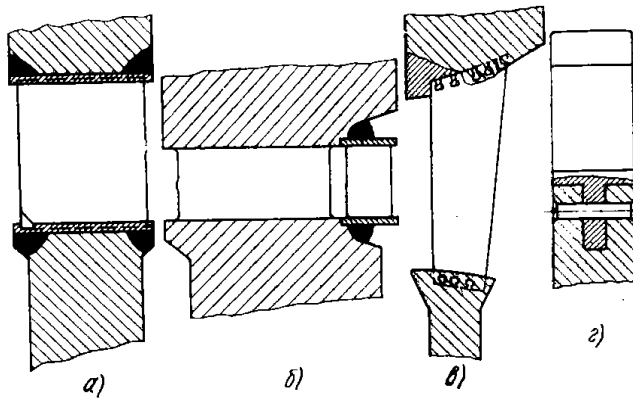


Рис. 14. Диафрагмы различных конструкций:

*а – сварная; б – сварная со стойками;
в – литая; г – наборная*

В последнее время для диафрагм высокого давления применяется конструкция направляющего аппарата со стойками (рис.14б). В этом случае силовым элементом являются стойки, что дает возможность применить узкие направляющие лопатки, позволяющие уменьшить концевые потери.

Наличие горизонтального разъема приводит к неравномерному распределению прогибов и напряжений в диафрагме, что и вызывает основные трудности при расчете. В общем виде задача о расчете диафрагмы ставится следующим образом.

Две концентрические полукольцевые пластины (тело и обод) жестко соединены между собой стержнями (лопатками). Вся система нагружена равномерно распределенным давлением. Лопатки, кроме этого, нагружены распределенным по длине лопаток окружным усилием. Наружная пластина оперта по опорному диаметру, в общем случае не совпадающему с наружным диаметром обода, однако в расчетной практике этим зачастую пренебрегают и считают диафрагму опертой по наружному диаметру.

Решения задачи об изгибе полукольцевой пластины, опертой по наружному диаметру и свободной по остальной части корпуса, не имеется. Получено лишь решение об изгибе такой пластины без внутреннего отверстия. В связи с этим при разработке методов расчета диафрагм приходится принимать ряд упрощающих допущений, основным из которых является допущение, впервые введенное А.М. Валем, который рассмотрел полукольцевую пластину как круговую балку. При этом было принято, что радиальные сечения такой пластины не изгибаются. Это будет, очевидно, в том случае, когда внутренний радиус пластины не слишком отличается от наружного. Как показали испытания, для тех геометрических размеров, которые имеют место в реальных диафрагмах, указанное выше допущение приемлемо.

В некоторых методах пренебрегают наличием лопаток и рассматривают диафрагму как сплошное полукольцо. Это допустимо лишь при весьма

В литых диафрагмах, которые выполняют из чугуна, концы лопаток непосредственно заливаются в тело и обод. В наборных диафрагмах лопатки крепят к телу диафрагмы при помощи хвостовых соединений. В таких диафрагмах обод, как правило, отсутствует, и лопатка своими наружными выступами опирается на опорный контур.

коротких лопатках. Такой подход к решению задачи не дает, однако, возможности оценить прочность лопаток, которые являются весьма напряженным элементом конструкции.

В настоящее время на предприятиях используются три расчетных метода – А.М. Валя, Д.М. Смита, Г.И. Пахомова, хотя есть ещё методы ХТГЗ и ЦКТИ [7].

Так как опыты показали, что шпонка, расположенная на разъеме, не оказывает влияния на прочность диафрагмы, ее наличие в расчет не принимается. При оценке прочности диафрагм со стойками в практических расчетах лопатки не учитывают, и в качестве расчетного элемента рассматривают только стойки.

Более точный расчет системы стойка-лопатка затруднителен (так как такого рода конструкции применяются при весьма коротких лопатках), и интерпретация её элементов в виде стержней вряд ли является правильной. Особенности трудности в данном случае возникают при определении деформаций кручения.

2.1. РАСЧЕТ ДИАФРАГМ ПО МЕТОДАМ Д.М. СМИТА И А.М. ВАЛЯ

Метод Д.М. Смита является наиболее ранним. Его расчетные формулы весьма просты. Этим, очевидно, и объясняется его широкое распространение. До недавнего времени он являлся основным методом, применяемым при практическом проектировании. И хотя его основные теоретические положения достаточно условны, благодаря накопленному опыту проектирования и эксплуатации турбин были выработаны нормы условных допускаемых напряжений, которые основываются на безаварийной работе большого количества диафрагм. Вместе с тем, эксперименты показали значительное расхождение с расчетными величинами, даваемыми этим методом. В условиях все более высоких требований, предъявляемых к деталям турбин в связи с повышением начальных параметров пара, к результатам этого метода приходится относиться всё более осторожно и, во всяком случае, достаточно четко оценивать все его положения. Считаю необходимым дать здесь вывод основных расчетных формул.

Так как основные положения этого метода были разработаны, прежде всего, для наборных диафрагм, необходимо сначала рассмотреть расчет именно этой конструкции. Как указывалось выше, обод в такой диафрагме отсутствует, поэтому по наружному диаметру лопатки считаются опертыми на жесткую опору. Напряжения и деформации лопатки определяются в предположении абсолютно жесткого тела диафрагмы. При этом получим картину деформации в промежуточном радиальном сечении диафрагмы, показанную на рис. 15.

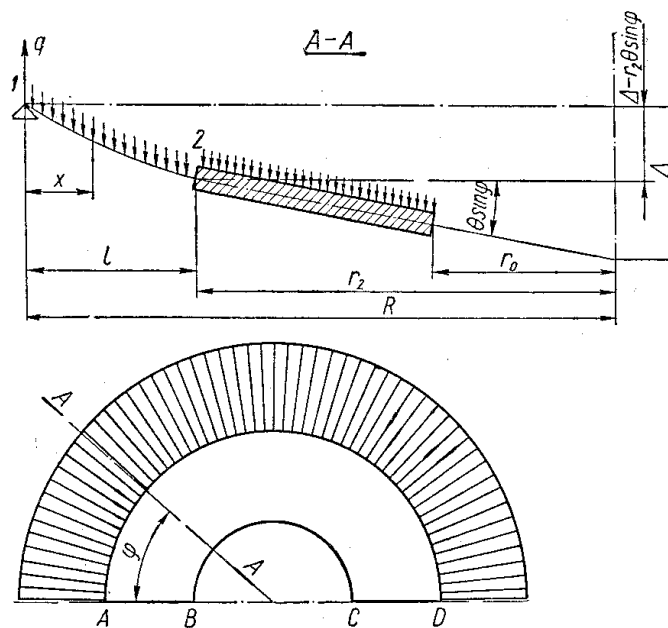


Рис. 15. Расчетная схема для наборной диафрагмы (по методу Д.М. Смита)

Обозначения, приведенные здесь, имеют следующий смысл:

Δ – максимальный прогиб диафрагмы на разъеме (при абсолютно жестком теле этот прогиб вдоль разъема будет всюду одинаковым);

θ – угол поворота тела диафрагмы относительно разъема;

φ – угол, отсчитываемый от разъема;

r_2 – наружный радиус тела диафрагмы;

R – наружный опорный радиус лопаток;

r_0 – внутренний радиус тела диафрагмы.

А.М. Валь безотносительно к диафрагмам рассмотрел сплошное полукольцо, нагруженное равномерно распределенной нагрузкой, опертое по наружному диаметру и свободное по всему остальному контуру. Таким образом, наличие лопаток расчетом не учитывается.

Формулы, полученные им, без всякого изменения были применены для расчета сварных диафрагм; однако, как будет показано ниже, они нуждаются в существенных поправках и исправлениях. Метод А.М. Валья основывается на более строгих теоретических предпосылках, чем метод Д.М. Смита, однако он пригоден только для диафрагм с очень короткими лопатками и не дает возможности оценить прочность самих лопаток.

Ниже приводятся окончательные формулы для определения прогибов диафрагмы и напряжений в ее элементах по вышеуказанным методам.

Напряжения в диафрагме и ее прогиб, как по методу Д.М. Смита, так и по методу А.М. Валья находят следующим образом:

$$\text{Напряжения} \quad \sigma_{max} = K_{\sigma} \frac{\Delta P \cdot (0,1 \cdot D_0)^3 \cdot S_{max}}{J}, \quad (9)$$

$$\text{Прогиб} \quad w_{max} = K_{\Delta} \frac{\Delta P \cdot (0,1 \cdot D_0)^5}{E \cdot J}, \quad (10)$$

где ΔP – максимальный перепад давления на диафрагму; D_0 – опорный диаметр диафрагмы; J – момент инерции поперечного сечения диафрагмы; E – модуль упругости при рабочей температуре; S_{max} – максимальная толщина диафрагмы на внутреннем радиусе.

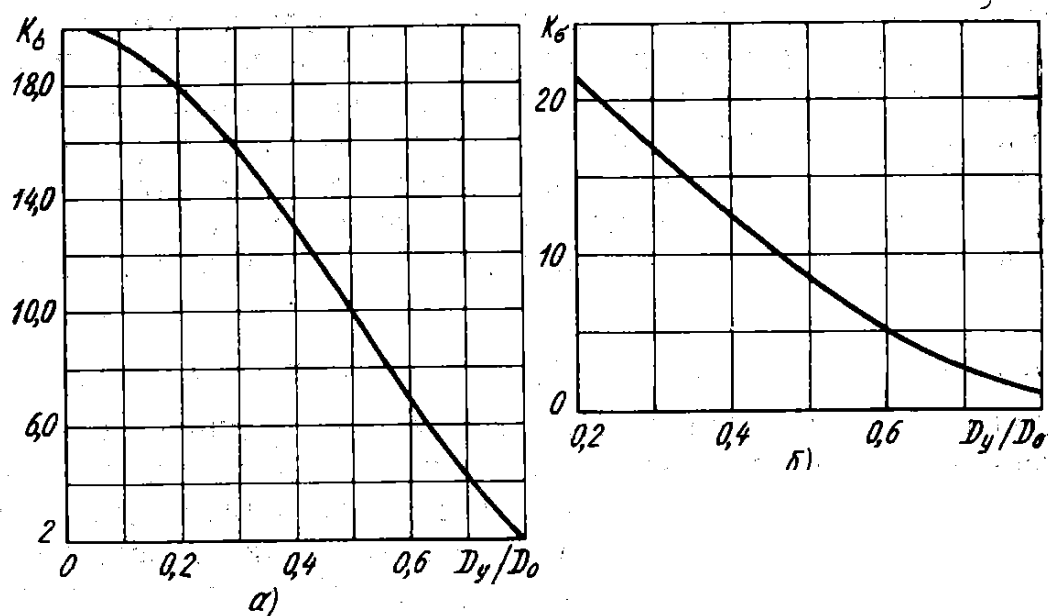


Рис. 16. Коэффициент K_σ : а – по Д.М. Смиту; б – по А.М. Вало

Коэффициенты напряжения K_σ и прогиба K_Δ зависят от отношения D_y/D_0 , где D_y – диаметр вала под уплотнениями диафрагмы. При этом необходимо учесть, что коэффициент K_Δ по А.М. Вало зависит также от отношения S/D_0 , где S – толщина диафрагмы (рис.16 и 18).

Согласно Д.М. Смиту, кроме напряжений и прогиба собственно диафрагмы, определяют также напряжения в лопатке и ее прогиб в предположении абсолютной жесткости диафрагмы:

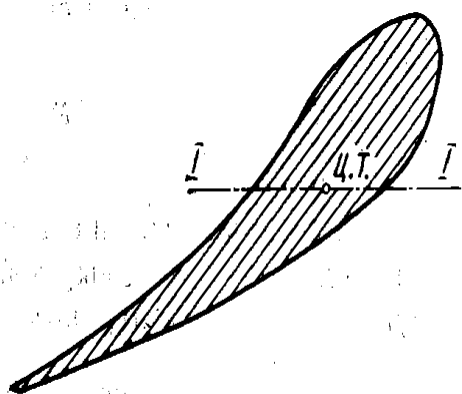


Рис. 17. Сечение лопатки

$$\left. \begin{aligned} \sigma_l &= \frac{1,2 \cdot \Delta p \cdot D_{cp} (D_{cp} - D_y) \cdot l_l}{w_l \cdot z_l}; \\ \Delta_l &= \frac{0,2 \cdot \Delta p \cdot D_{cp} (D_{cp} - D_y) \cdot l_l^3}{E \cdot J_l \cdot z} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где D_{cp} и l_l – средний диаметр и длина лопатки; D_y – диаметр вала под уплотнением диафрагмы; z – число лопаток в диафрагме; J_l , w_l – момент инерции и момент сопротивления сечения лопатки относительно оси $I-I$ (рис.17).

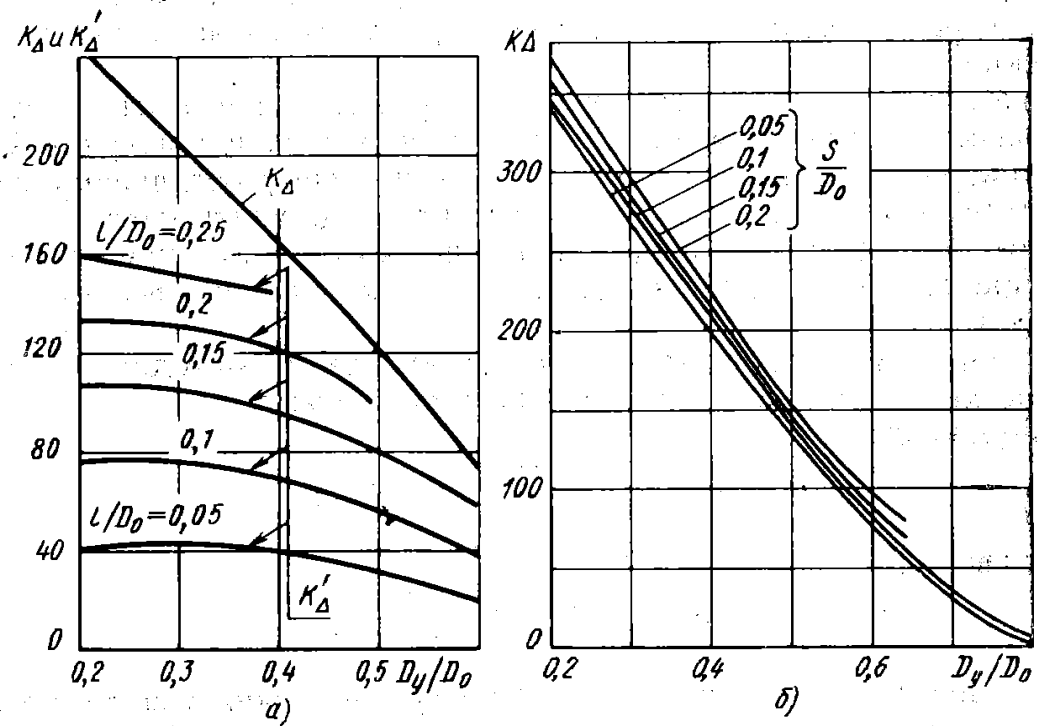


Рис. 18. Коэффициент K_{Δ} : а – по Д.М. Смиту; б – по А.М. Валу

Суммарный прогиб диафрагмы по Д.М. Смиту складывается из прогиба самой диафрагмы и прогиба лопатки, т.е. $\Delta_c = w_{max} + \Delta_l$. (12)

Далее по методу Д.М. Смита находят прогиб диафрагмы в корневом сечении лопатки по формуле (10) путем замены K_{Δ} на K'_{Δ} .

Коэффициент $K'_{\Delta} = K_{\Delta} \frac{2 \frac{d}{D_0}}{1 - \frac{d}{D_0}}$. Кривые K'_{Δ} в зависимости от отношения l/D_0 и D_y/D_0 приведены на рис. 18а (l – расстояние от окружности опирания диафрагмы до корневого сечения лопаток).

Расчетная схема представлена на рис. 19.

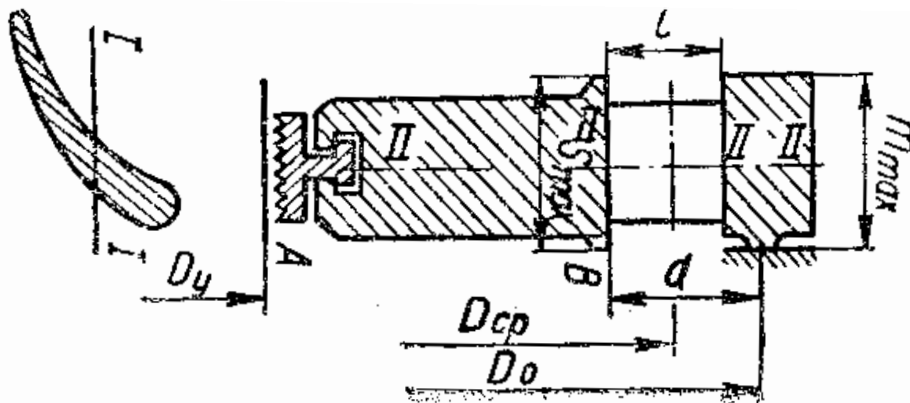


Рис. 19. Расчетная схема по методу Д.М. Смита

2.2. РАСЧЕТ ДИАФРАГМ ПО МЕТОДУ А.М. ВАЛЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К РЕАЛЬНЫМ КОНСТРУКЦИЯМ (УТОЧНЕННЫЙ МЕТОД А.М. ВАЛЯ)

Как уже отмечалось, расчет диафрагм по А.М. Валу производится без учета важных конструктивных особенностей диафрагм.

Так, например, первое – в расчетах не учитывается то, что диафрагма опирается не по окружности наружного диаметра, а по меньшему диаметру. Анализ конструкций показывает, что разница между наружным диаметром и диаметром окружности опирания может достигать достаточно большой величины, особенно для диафрагм первых ступеней турбин высокого и сверхвысокого давления.

Кроме того, второе – не учитывается тот факт, что на внутреннем диаметре диафрагма имеет сегменты уплотнений, которые, не придавая диафрагме жесткости, увеличивают нагрузку, что существенно сказывается при расчете диафрагм первых ступеней турбин высоких и сверхвысоких параметров.

Третье обстоятельство, на которое необходимо обратить внимание, это величина момента инерции сечения диафрагмы. В расчете по методу А.М. Валя диафрагма рассматривается как кривой брус, нейтральная плоскость которого перпендикулярна к оси турбины. При этом наличие лопаток в расчет не принимается, т.е. лопатки считаются абсолютно жесткими. Очевидно, что для диафрагм высокого давления это допущение может считаться достаточно справедливым, так как высота лопаток в данном случае незначительная. Будучи, однако, расположены дискретно, лопатки не могут существенно увеличить изгибную жесткость диафрагмы, поэтому их не следовало бы принимать в расчет при определении момента инерции сечения диафрагмы [1].

Следует отметить, что расчет без учета указанных выше факторов дает иногда большие погрешности результатов расчета одной и той же диафрагмы, поэтому ниже приведен уточненный метод А.М. Валя.

Рассмотрим полукольцо (рис. 20), которое опирается по окружности радиуса r .

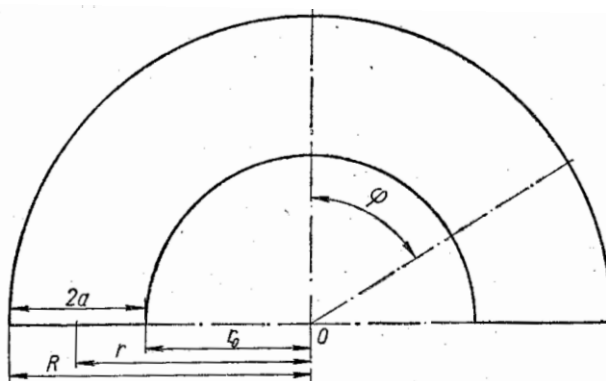


Рис. 20. Схема к расчету диафрагмы по уточненному методу А.М. Валя

Причем $r < R$. При этом давление пара принимается распределенным по площади, ограниченной окружностью опирания (а не окружностью наружного радиуса) и окружностью внутреннего радиуса диафрагмы r_0 , как это и имеет место в турбине.

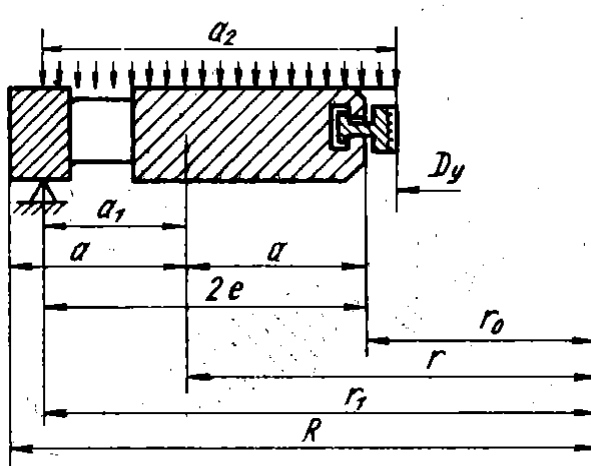


Рис. 21. Уточненная расчетная схема сварной диафрагмы

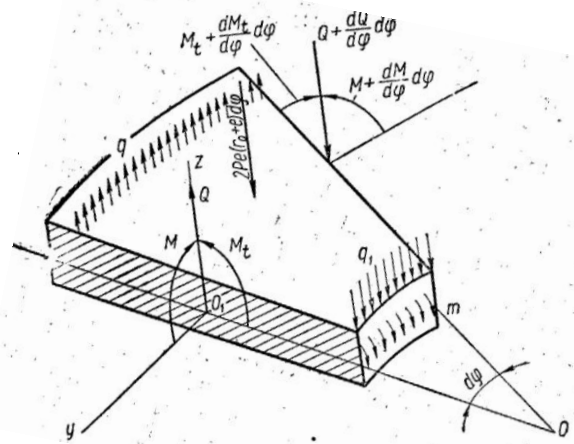


Рис. 22. Схема к расчету сварной диафрагмы по уточненному методу А.М. Валя

На окружности внутреннего радиуса предполагаем приложенные равномерно распределенные по окружности нагрузки q_1 и момент m . Величины q_1 и m с достаточной для практики точностью определяют из выражений, где D_y – диаметр вала под уплотнениями:

$$q_1 = \frac{pr_0}{2} \left(1 - \frac{D_y^2}{4r_0^2}\right); \quad m = \frac{pr_0^2}{2} \left(1 - \frac{D_y}{2r_0}\right)^2. \quad (13)$$

Выделим из диафрагмы двумя радиальными сечениями элемент с углом $d\varphi$ (рис. 22) и заменим действие отброшенных частей усилиями и моментами.

Выберем направление координатных осей, поместив начало координат в центре тяжести радиального сечения. Заменив распределенную нагрузку, действующую на выделенный элемент, её равнодействующей, будем считать, что она приложена в центре тяжести элементарного сектора, ограниченного окружностями с радиусами r_1 и r_0 .

При этом расстояние между точкой приложения равнодействующей и средней линией диафрагмы будет:

$$n = a - e - \frac{e^2}{3(r_0 + e)}$$

где $e = \frac{1}{2}(r_1 - r_0)$; $a = \frac{R-r_0}{2}$; $a_1 = 2e - a$; $a_2 = \frac{1}{2}(D - D_y)$ (рис. 21).

Для практических расчетов максимальный прогиб средней линии диафрагмы определяется по формуле

$$f_{max} = K_{\Delta} \left(\frac{t_2}{1+t_1}\right) \frac{z(0,1 \cdot D_0)^5}{E(J_T + J_0)}, \quad (14)$$

где $z = \frac{B-A}{D_0^2}$; J_T, J_0 – моменты инерции сечения, соответственно, тела и обода диафрагмы; K_Δ – коэффициент прогиба; D_0 – наружный диаметр диафрагмы; $t_1 = \frac{a_1}{a}$; $t_2 = \frac{a_2}{a}$.

По этому выражению определяется прогиб на диаметре уплотнений. Для практических расчетов максимальных напряжений имеем:

$$\sigma_{max} = \frac{K_\sigma z (0,1 D_0)^2 S}{J_T + J_0}, \quad (15)$$

где $z = \frac{B-A}{D_0^2}$; K_σ – коэффициент напряжения.

Коэффициенты K_Δ и K_σ определяются по кривым на рис. 23. Эти кривые зависят от отношений $\frac{d}{D_0}$ и $t_1 = \frac{a_1}{a}$.

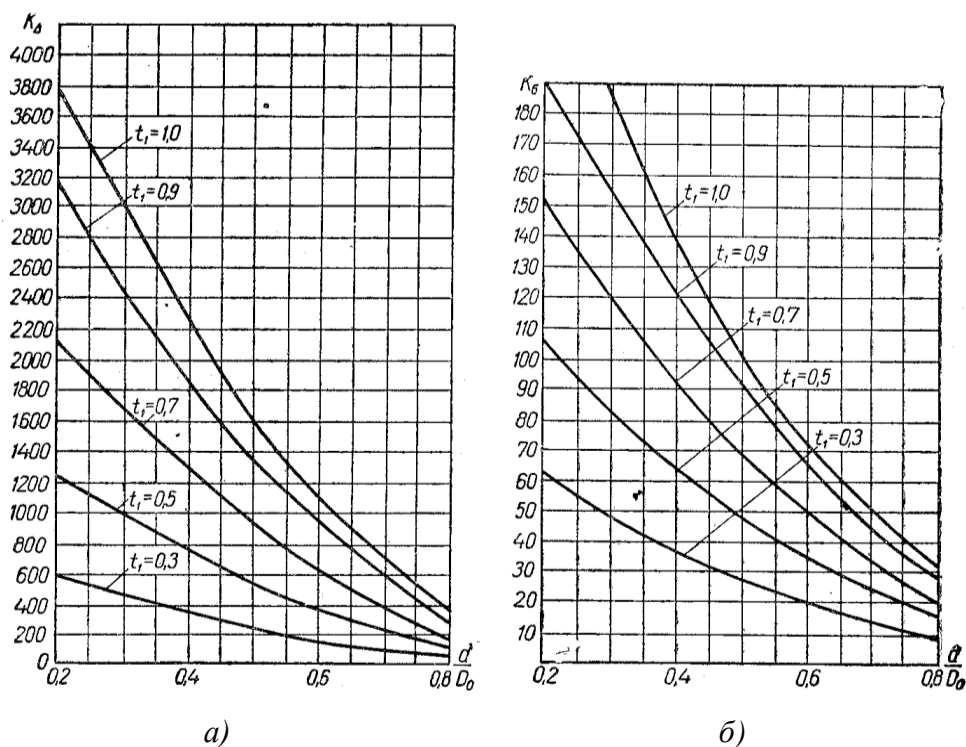


Рис. 23. Кривые коэффициентов: а – коэффициентов прогиба K_Δ ; б – коэффициентов напряжения K_σ по уточненному методу А.М. Валя

Расчетная схема для данного расчета представлена на рис. 24.

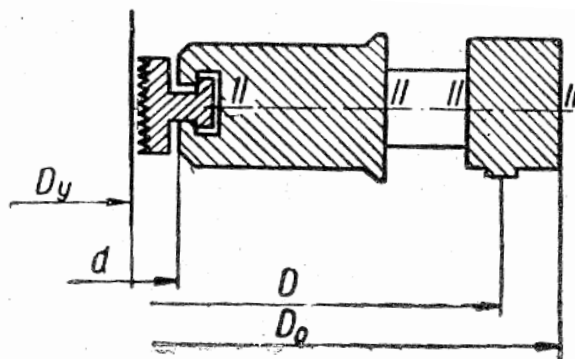


Рис. 24. Расчетная схема диафрагмы по уточненному методу А.М. Валя

2.3. РАСЧЕТ ДИАФРАГМЫ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Общие положения

Расчет диафрагмы конденсационной турбины на прочность базируется на знаниях, полученных студентами при изучении промышленных ТЭС и ТЭЦ, теории паровых турбин и ПТУ в рамках дисциплин: «Промышленные ТЭЦ», «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций». Расчет может производиться с использованием компьютерной техники (программ Excel, Mathcad и др.), а также калькулятора.

Целью расчета диафрагмы конденсационной турбины на прочность является определение напряжения в теле диафрагмы, ее максимального прогиба и по указанным величинам оценка возможности эксплуатации паровой турбины при удалении ее последних ступеней.

Объектом исследования является цилиндр низкого давления (ЦНД), включающий пять ступеней (21, 22, 23, 24, 25) паровой конденсационной турбины К-800-240. В процессе длительной эксплуатации произошло эрозионное разрушение последних двух ступеней (24, 25) ЦНД, которые при очередном ремонте были удалены [5].

Алгоритм расчета

Точный расчет диафрагмы является весьма сложным и трудоемким. Ориентировочно напряжения в теле диафрагмы и ее максимальный прогиб могут быть определены по методу А.М. Валя. При этом диафрагма рассматривается как сплошное полукольцо, опертое по наружному диаметру и находящееся под действием равномерно распределенной нагрузки. Усилия, действующие на диафрагму, определяются перепадом давлений:

$$\Delta p = p_0 - p_1 ,$$

где p_0 – давление пара перед ступенью, p_1 – давление пара за сопловой решеткой.

Допускаемое напряжение в диафрагмах $\sigma_{\text{доп}}$ не должно превышать 65 МПа, модуль упругости $E=200000$ МПа, осевые зазоры между телом диафрагмы и диском $\delta_a = 0,9$ см, давление за последней (25-й) ступенью $p_z = 0,0034$ МПа, наибольший прогиб диафрагмы не должен превышать $1/3 \delta_a$.

Расчет диафрагмы конденсационной турбины на прочность выполняется студентами по исходным данным, которые приведены в табл. 6. Следующие величины: средняя толщина диафрагмы ступеней, $\delta_{\text{ср}}$; степень реактивности 23-й ступени, ρ – после удаления 24-й и 25-й ступеней – выдаются студенту преподавателем в соответствии с вариантом.

Алгоритм расчета диафрагмы конденсационной турбины на прочность показан в табл. 7.

Таблица 6

Исходные данные

Наименование и обозначение величины	Значение		
	ступень 23	ступень 24	ступень 25
Начальное давление, p_0 , МПа	0,082	0,0361	0,0146
Начальная температура, t_0 , °С	106	-	-
Давление за сопловой решеткой, p_1 , МПа	0,054	0,025	0,0098
Средний диаметр диафрагмы, D , см	201,3	222,0	253,0
Длина сопловой лопатки, l_1 , см	40,5	61,0	92,0
Внутренний диаметр диафрагмы, $d_{вн}$, см	98,0	98,0	98,0
Средняя толщина диафрагмы, $\delta_{ср}$, см	по варианту	по варианту	по варианту
Полный располагаемый теплоперепад в ступени, $h_{от}^*$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	125,0	130,0	203,0
Степень реактивности ступени после удаления 24,25, ρ	по варианту	-	-

Таблица 7

Алгоритм расчета

Наименование величины	Способ определения	Размер- ность
Наружный диаметр диафрагмы, D_n	$D_n = D + l_1$	см
Разность давлений, действующих по обе стороны диафрагмы, Δp	$\Delta p = p_0 - p_1$	МПа
Коэффициент k_σ	$k_\sigma = 833 \times \left(1 - \frac{d_{вн}}{D_n}\right)^2$	-
Напряжение в теле диафрагмы, σ	$\sigma = \frac{k_\sigma}{10} \times \left(0,1 \times \frac{D_n}{\delta_{ср}}\right) \cdot \Delta p$	МПа
Сравнение величин σ и $\sigma_{доп}$	$\sigma \geq \leq \sigma_{доп}$	МПа
Коэффициент k_Δ , зависящий от $\frac{d_{вн}}{D_n}$ и от $\frac{\delta_{ср}}{D_n}$	по графику	-
Максимальный прогиб диафрагмы, Δ	$\Delta = k_\Delta \cdot \frac{\Delta p}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{ср}}\right)^3 \cdot D_n$	см
Сравнение величин Δ и $(1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta \geq \leq (1/3 \cdot \delta_a)$	см

Наименование величины	Способ определения	Размерность
Выполнение расчетов диафрагм других ступеней (24, 25)		
Определение параметров пара и теплоперепада в 23-й ступени после удаления 24-й и 25-й		
Полный располагаемый теплоперепад в 23-й ступени после удаления двух ступеней, H_{23}^*	$H_{23}^* = h_{023}^* + h_{024}^* + h_{025}^*$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Энтальпия пара перед 23-й ступенью, h_{23}^*	определяется по p_0, t_0	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Полный располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате 23-й ступени, h_{c23}^*	$h_{c23}^* = (1 - \rho) \cdot H_{23}^*$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Энтальпия пара после соплового аппарата 23-й ступени, h_{123}	$h_{123} = h_{23}^* - h_{c23}^*$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Давление пара за сопловой решеткой 23-й ступени после удаления 24-й и 25-й ступеней, p_{1a}	определяется по энтальпии пара h_{123} и энтропии s_{023}	МПа
Разность давлений, действующих по обе стороны диафрагмы 23-й ступени, Δp_a	$\Delta p_a = p_{023} - p_{1a}$	МПа
Напряжение в теле диафрагмы 23-й ступени после удаления двух ступеней, σ_a	$\sigma_a = \frac{k_\sigma}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^2 \cdot \Delta p_a$	МПа
Сравнение величин σ_a и $\sigma_{доп}$	$\sigma_a \geq \leq \sigma_{доп}$	МПа
Максимальный прогиб диафрагмы, Δ_a	$\Delta_a = k_\Delta \cdot \frac{\Delta p_a}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^3 \cdot D_n$	см
Сравнение величин Δ_a и $(1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta_a \geq \leq (1/3 \cdot \delta_a)$	см

По результатам сравнения величин σ_a и $\sigma_{доп}$, также Δ_a и $(1/3 \cdot \delta_a)$ можно сделать вывод о возможности эксплуатации паровой турбины при удалении двух последних ступеней (24, 25).

Пример расчета диафрагмы показан далее в табл. 8, 9.

Таблица 8

Исходные данные

Наименование и обозначение величины	Значение		
	ступень 23	ступень 24	ступень 25
Начальные показатели давления, температуры, p_0 , МПа, t_0 , °С	0,082 106	0,0361 -	0,0146 -
Давление за сопловой решеткой, p_1 , МПа	0,054	0,025	0,0098
Средний диаметр диафрагмы, D , см	201,3	222,0	253,0
Длина сопловой лопатки, l_1 , см	40,5	61,0	92,0
Внутренний диаметр диафрагмы, $d_{вн}$, см	98,0	98,0	98,0
Средняя толщина диафрагмы, $\delta_{ср}$, см	11,1	14,0	20,0
Полный располагаемый теплоперепад в ступени, $h_{от}^*$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	125,0	130,0	203,0
Степень реактивности ступени после удаления 24, 25, ρ	0,45	-	-

Таблица 9

Алгоритм и результаты расчета

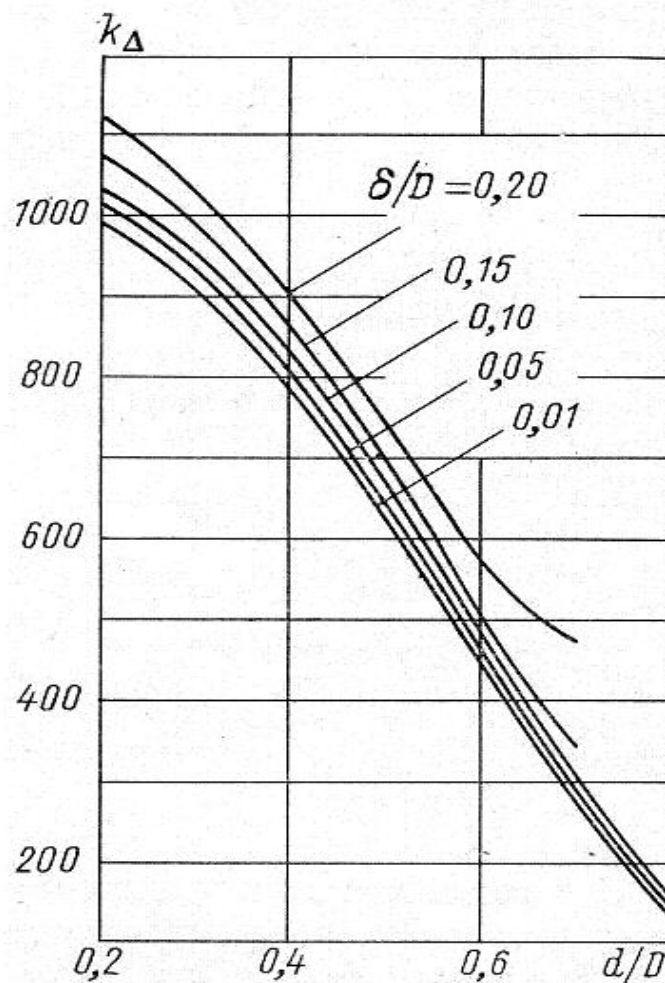
Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
23-я ступень Наружный диаметр диафрагмы, D_n	$D_n = D + l_1 = 201,3 + 40,5$	241,8	см
Разность давлений, действующих по обе стороны диафрагмы, Δp	$\Delta p = p_0 - p_1 = 0,082 - 0,054$	0,028	МПа
Коэффициент, k_σ	$k_\sigma = 833 \cdot \left(1 - \frac{d_{вн}}{D_n}\right) = 833 \cdot \left(1 - \frac{98,0}{241,8}\right)$	496,4	-

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Напряжение в теле диафрагмы, σ	$\sigma = \frac{k_{\sigma}}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^2 \cdot \Delta p = \frac{496,4}{10} \times$ $\times \left(0,1 \cdot \frac{241,8}{11,1}\right)^2 \cdot 0,028$	6,596	МПа
Сравнение величин σ с $\sigma_{дон}$	$\sigma \geq \sigma_{дон}$	$\sigma < \sigma_{дон}$	МПа
Коэффициент, k_{Δ}	По графику на рис.25	655	-
Максимальный прогиб диафрагмы, Δ	$\Delta = k_{\Delta} \cdot \frac{\Delta p}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^3 \cdot D_n =$ $= 655 \cdot \frac{0,028}{200000} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{241,8}{11,1}\right)^3 \cdot 241,8$	0,230	см
Сравнение величин Δ и $(1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta \geq (1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta < (1/3 \cdot \delta_a)$	см
24-я ступень			
Наружный диаметр диафрагмы, D_n	$D_n = D + l_1 = 222,0 + 61,0$	283	см
Разность давлений, действующих по обе стороны диафрагмы, Δp	$\Delta p = p_0 - p_1 = 0,0361 - 0,025$	0,0111	МПа
Коэффициент, k_{σ}	$k_{\sigma} = 833 \cdot \left(1 - \frac{d_{en}}{D_n}\right) = 833 \cdot \left(1 - \frac{98,0}{283}\right)$	544,5	-
Напряжение в теле диафрагмы, σ	$\sigma = \frac{k_{\sigma}}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^2 \cdot \Delta p = \frac{544,5}{10} \times$ $\times \left(0,1 \cdot \frac{283}{14,0}\right)^2 \cdot 0,0111$	2,47	МПа
Сравнение величин σ с $\sigma_{дон}$	$\sigma \geq \sigma_{дон}$	$\sigma < \sigma_{дон}$	МПа
Коэффициент, k_{Δ}	по графику (рис. 25)	650	-

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Максимальный прогиб диафрагмы, Δ	$\Delta = k_{\Delta} \cdot \frac{\Delta p}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^3 \cdot D_n =$ $= 650 \cdot \frac{0,0111}{200000} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{283}{14,0}\right)^3 \cdot 283$	0,084	см
Сравнение величин Δ и $(1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta \geq (1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta < (1/3 \cdot \delta_a)$	см
25-я ступень Наружный диаметр диафрагмы, D_n	$D_n = D + l_1 = 253,0 + 92,0$	345	см
Разность давлений, действующих по обе стороны диафрагмы, Δp	$\Delta p = p_0 - p_1 = 0,0146 - 0,0098$	0,0048	МПа
Коэффициент, k_{σ}	$k_{\sigma} = 833 \cdot \left(1 - \frac{d_{en}}{D_n}\right) = 833 \cdot \left(1 - \frac{98,0}{345}\right)$	596,4	-
Напряжение в теле диафрагмы, σ	$\sigma = \frac{k_{\sigma}}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^2 \cdot \Delta p = \frac{596,4}{10} \times$ $\times \left(0,1 \cdot \frac{345}{20,0}\right)^2 \cdot 0,0048$	0,85	МПа
Сравнение величин σ с $\sigma_{дон}$	$\sigma \geq \sigma_{дон}$	$\sigma < \sigma_{дон}$	МПа
Коэффициент, k_{Δ}	по графику	820	-
Максимальный прогиб диафрагмы, Δ	$\Delta = k_{\Delta} \cdot \frac{\Delta p}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^3 \cdot D_n =$ $= 820 \cdot \frac{0,0048}{200000} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{345}{20,0}\right)^3 \cdot 345$	0,035	см
Сравнение величин Δ и $(1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta \geq (1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta < (1/3 \cdot \delta_a)$	см

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Определение параметров пара и теплоперепада в 23-й ступени после удаления 24-й и 25-й Полный располагаемый теплоперепад в ступени, H_{23}^*	$H_{23}^* = h_{023}^* + h_{024}^* + h_{025}^* = 125,0 + 130,0 + 203,0$	458	кДж/кг
Энтальпия пара перед 23-й ступенью, h_{23}^*	определяется по p_0, t_0	2691	кДж/кг
Полный располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате 23-й ступени, h_{c23}^*	$h_{c23}^* = (1 - \rho) \cdot H_{23}^* = (1 - 0,45) \cdot 458$	251,9	кДж/кг
Энтальпия пара после соплового аппарата 23-й ступени, h_{123}	$h_{123} = h_{23}^* - h_{c23}^* = 2691 - 251,9$	2439,1	кДж/кг
Давление пара за сопловой решеткой 23-й ступени, p_{1a}	определяется по энтальпии пара h_{123} и энтропии s_{023}	0,01612	МПа
Разность давлений, действующих по обе стороны диафрагмы 23-й ступени, Δp_a	$\Delta p_a = p_{023} - p_{1a} = 0,082 - 0,01612$	0,06588	МПа
Напряжение в теле диафрагмы 23-й ступени, σ_a	$\sigma = \frac{k_\sigma}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}} \right)^2 \cdot \Delta p_a = \frac{496,4}{10} \times \left(0,1 \cdot \frac{241,8}{11,1} \right)^2 \cdot 0,06588$	15,52	МПа
Сравнение величин σ_a с $\sigma_{дон}$	$\sigma_a \leq \sigma_{дон}$	$\sigma_a < \sigma_{дон}$	МПа

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Максимальный прогиб диафрагмы, Δ_a	$\Delta_a = k_{\Delta} \cdot \frac{\Delta p_a}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D_n}{\delta_{cp}}\right)^3 \cdot D_n =$ $= 655 \cdot \frac{0,06588}{200000} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{241,8}{11,1}\right)^3 \cdot 241,8$	0,54	см
Сравнение величин Δ_a и $(1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta_a \geq (1/3 \cdot \delta_a)$	$\Delta_a > (1/3 \cdot \delta_a)$	см

Рис. 25. График для определения коэффициента k_{Δ}

Отчет должен содержать:

1. Исходные данные, алгоритмы и результаты расчета диафрагмы конденсационной турбины на прочность до и после удаления двух последних ступеней.
2. График для определения коэффициента k_{Δ} .
3. Выводы по работе.

3. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Принципиальная схема конденсационной установки.

Устройство конденсатора

Конденсатор — теплообменный аппарат, предназначенный для конденсации отработавшего в турбине пара при низком давлении. Конденсация пара происходит при соприкосновении его с поверхностью, температура которой ниже, чем температура насыщения при данном давлении в конденсаторе.

Конденсация пара сопровождается выделением теплоты, затраченной ранее на испарение жидкости, которая отводится при помощи охлаждающей среды. В зависимости от вида охлаждающей среды, конденсаторы разделяются на водяные (охлаждающая среда — вода) и воздушные (охлаждающая среда — воздух). Современные паротурбинные установки снабжены водяными конденсаторами.

Воздушные конденсаторы имеют по сравнению с водяными более сложную конструкцию и не получили в настоящее время широкого распространения.

Водяные конденсаторы делятся на два типа: смешивающие и поверхностные. В смешивающих конденсаторах пар конденсируется на поверхности капель охлаждающей воды. В поверхностных конденсаторах пар и охлаждающая вода разделены стенками металлических трубок. Пока на ТЭС России используются только поверхностные конденсаторы.

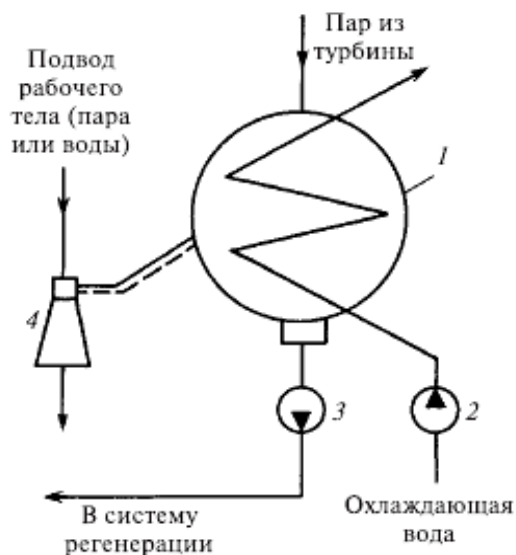


Рис. 26. Принципиальная схема конденсационной установки:

- 1 — конденсатор;
- 2 — циркуляционный насос;
- 3 — конденсатный насос;
- 4 — воздухоотсасывающее устройство

Конденсационная установка паровой турбины состоит из собственно конденсатора и дополнительных устройств, обеспечивающих его работу (рис. 26). Подача охлаждающей воды в конденсатор осуществляется циркуляционным насосом. Конденсатные насосы служат для откачки из нижней части конденсатора 1 конденсата и подачи его в систему регенеративного подогрева питательной воды. Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления воздуха, поступающего в турбину и конденсатор вместе с паром и через неплотности фланцевых соединений, концевых уплотнений и др.

Схема простейшего поверхностного конденсатора приведена на рис. 27. Он состоит из корпуса, торцевые стороны которого закрыты трубными досками. В эти доски завальцованы конденсаторные трубки, сообщающиеся с водяными камерами.

Передняя водяная камера разделяется горизонтальной перегородкой, которая делит все конденсаторные трубки на две секции, образующие так называемые «ходы» воды (на схеме два хода). Вода поступает в водяную камеру через патрубок и проходит по трубкам, расположенным ниже перегородки. В задней камере вода переходит во вторую (верхнюю) секцию трубок. По трубкам этой секции вода идет в обратном направлении, совершая второй «ход», попадает в переднюю камеру и через выходной патрубок удаляется из конденсатора. Число ходов воды бывает от одного до четырех, в соответствии с чем устанавливается число разделительных перегородок в водяных камерах. В современных конденсаторах турбин большой единичной мощности число ходов охлаждающей воды редко превышает два.

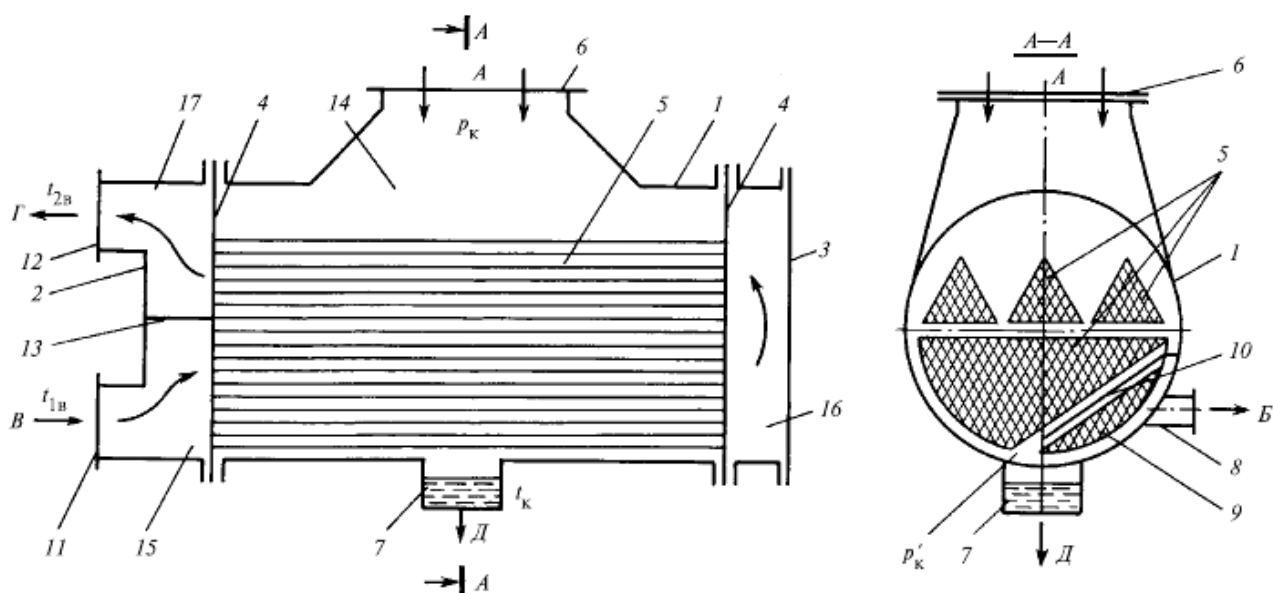


Рис. 27. Схема двухходового поверхностного конденсатора:

- 1 — корпус; 2, 3 — крышки водяных камер; 4 — трубные доски; 5 — конденсаторные трубки; 6 — приемный паровой патрубок; 7 — конденсатосборник; 8 — патрубок отсоса паровоздушной смеси; 9 — воздухоохладитель; 10 — паронаправляющий щит; 11, 12 — входной и выходной патрубки для воды; 13 — разделительная перегородка; 14 — паровое пространство конденсатора; 15—17 — соответственно, входная, поворотная и выходная камеры охлаждающей воды; А — вход пара; Б — отсос паровоздушной смеси; В, Г — вход и выход охлаждающей воды; Д — отвод конденсата

Пар, поступающий из турбины в паровое пространство конденсатора, конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода. Теоретической основой обеспечения низкого давления пара в конденсаторе является однозначная связь между давлением и температурой конденсирующей среды. Поскольку температура конденсации

определяется климатическими условиями и составляет 25—45 °С, то в конденсаторе поддерживается низкое давление, составляющее в зависимости от режима 3—10 кПа.

Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конденсаторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю часть корпуса конденсатора, а затем в конденсатосборник.

Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т.п.

Наличие воздуха уменьшает теплоотдачу от пара к поверхности охлаждения. Удаление воздуха (точнее, паровоздушной смеси) из конденсатора производится воздухоотсасывающим устройством через патрубок 8. В целях уменьшения объема отсасываемой паровоздушной смеси ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки 10 отсеке конденсатора — воздухоохладителе 9.

Конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках и остановках, когда котел вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, его направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потерь дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу.

Для возможности приема такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

Кроме того, в конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

3.1. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОНДЕНСАТОРЕ

В конденсатор, как отмечалось выше, поступает не чистый пар, а смесь пара с неконденсирующимися газами (в основном с воздухом), которую принято называть паровоздушной смесью. Отношение количества воздуха G_v , попадающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара G_k называют относительным содержанием воздуха ε . Значение ε зависит от качества монтажа и ухода за конденсационной установкой, ее типа, мощности, нагрузки, конструктивных размеров и других факторов.

Присутствие воздуха в конденсаторе отражается на тепловых процессах, происходящих в нем. Рассмотрим влияние присосов воздуха на распределение парциальных давлений в конденсаторе. Предположим, что в конденсатор (рис. 28) при установившемся режиме поступает пар (G_k) и воздух (G_v) при

давлении p_k (p_k — давление в приемном патрубке, которое называют давлением в конденсаторе). Применяя закон Дальтона к движущейся в конденсаторе паровоздушной смеси, имеем

$$p_k = p_{\text{п}} + p_{\text{в}}, \quad (16)$$

где $p_{\text{п}}$, $p_{\text{в}}$ — парциальные давления пара и воздуха в паровоздушной смеси.

Связь между параметрами воздуха и пара, образующих паровоздушную смесь, с достаточной точностью описывается уравнениями идеального газа:

$$p_{\text{в}}V_{\text{в}} = G_{\text{в}}R_{\text{в}}T_{\text{в}}; \quad p_{\text{п}}V_{\text{п}} = G_{\text{п}}R_{\text{п}}T_{\text{п}}, \quad (17)$$

где $V_{\text{в}}$, $V_{\text{п}}$ и $T_{\text{в}}$, $T_{\text{п}}$ — соответственно, объемы, $\text{м}^3/\text{с}$, и температуры, К , протекающих в конденсаторе воздуха и пара; $R_{\text{в}} = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $R_{\text{п}} = 0,4618 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ — газовые постоянные воздуха и пара.

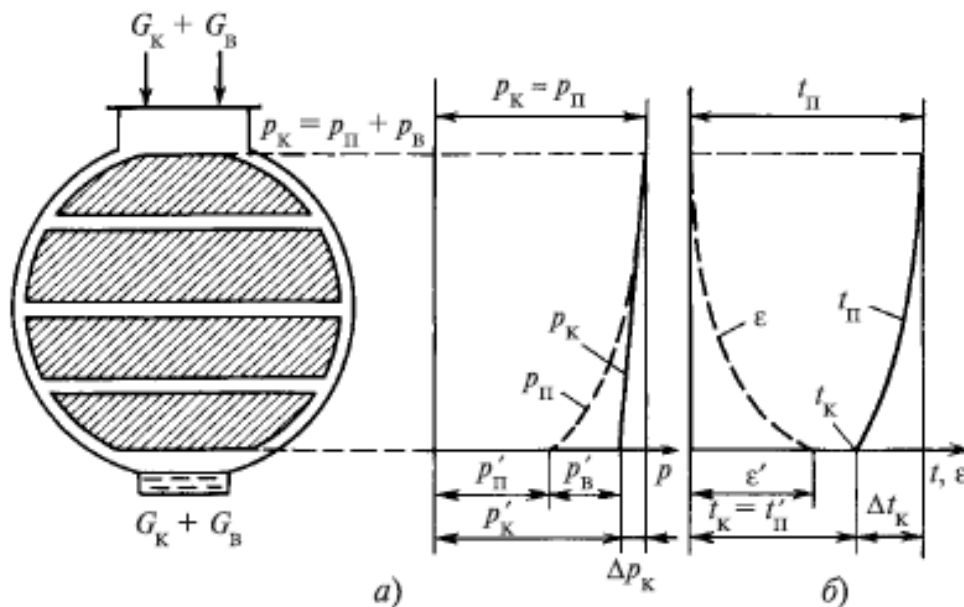


Рис. 28. Изменение параметров паровоздушной смеси в конденсаторе:
а — изменение парциального давления пара $p_{\text{п}}$ и давления в конденсаторе $p_{\text{к}}$;
б — изменение температуры пара $t_{\text{п}}$ и относительного содержания воздуха ε

Разделив почленно уравнения (17) при $V_{\text{в}} = V_{\text{п}}$ и $T_{\text{в}} = T_{\text{п}}$ (объемы и температуры находящихся в смеси воздуха и пара соответственно равны между собой), получим

$$p_{\text{в}}/p_{\text{п}} = 0,622 \cdot \varepsilon. \quad (18)$$

Совместным решением уравнений (16) и (18) устанавливается связь между парциальными давлениями пара и воздуха в паровоздушной смеси или зависимость парциального давления пара $p_{\text{п}}$ от давления в конденсаторе $p_{\text{к}}$ и относительного содержания воздуха ε :

$$p_{\text{п}} = \frac{p_{\text{к}}}{1 + 0,622 \cdot \varepsilon}. \quad (19)$$

При входе в конденсатор относительное содержание воздуха очень мало и парциальное давление пара $p_{\text{п}}$, подсчитанное по (19), практически оказывается равным давлению в конденсаторе $p_{\text{к}}$ (рис. 28*а*). По мере движения

паровоздушной смеси через конденсатор к месту отсоса пар конденсируется, и относительное содержание воздуха ε растет. Вследствие этого парциальное давление пара $p_{\text{п}}$ в соответствии с (19) падает. Вместе с тем, давление в зоне отсоса меньше, чем на входе в конденсатор ($p_{\text{к}}' < p_{\text{к}}$). Разность давлений на входе в конденсатор и выходе из него $\Delta p_{\text{к}} = p_{\text{к}} - p_{\text{к}}'$ называется паровым сопротивлением конденсатора.

В зоне отсоса парциальным давлением воздуха $p_{\text{в}}$ нельзя пренебречь, так как оно в значительной мере повышается вследствие увеличения плотности воздуха и относительного содержания его в паровоздушной смеси.

В конденсатор, как правило, поступает влажный пар, температура конденсации которого однозначно определяется парциальным давлением пара: меньшему парциальному давлению пара соответствует меньшая температура насыщения. На рис. 28б показаны графики изменения температуры пара $t_{\text{п}}$ и относительного содержания воздуха ε в конденсаторе. Таким образом, по мере движения паровоздушной смеси к месту отсоса и конденсации пара температура пара в конденсаторе уменьшается, так как снижается парциальное давление насыщенного пара. Это происходит из-за присутствия воздуха и возрастания его относительного содержания в паровоздушной смеси, а также наличия парового сопротивления конденсатора и снижения общего давления паровоздушной смеси. Особенно заметное влияние на температуру пара воздух оказывает в зоне отсоса паровоздушной смеси [6].

Процесс конденсации пара условно можно разделить на два этапа: первый, характеризующийся отсутствием сколько-нибудь заметного влияния воздуха на температуру пара, и второй, где это влияние начинает резко проявляться. Влияние воздуха на втором этапе процесса конденсации сказывается не только на понижении температуры пара, но и на интенсивности процесса теплопередачи от паровоздушной смеси к охлаждающей воде.

Поскольку условия теплопередачи в начальной и конечной стадиях процесса конденсации различны, то для каждой из них в конденсаторе имеется своя теплообменная поверхность, сконструированная с учетом присущих ей особенностей: зона массовой конденсации, обеспечивающая протекание первого этапа процесса, при котором конденсируется основная масса пара при ничтожно малом изменении температуры, и воздухоохладитель, предназначенный для снижения количества отсасываемого пара в паровоздушной смеси.

Следствием понижения парциального давления и температуры насыщенного пара из-за наличия воздуха и парового сопротивления конденсатора является переохлаждение конденсата, под которым понимают разность температуры насыщенного пара $t_{\text{п}}$ при давлении паровоздушной смеси $p_{\text{к}}$ на входе в конденсатор и температуры конденсата $t_{\text{к}}$ при выходе из конденсатора $\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{п}} - t_{\text{к}}$ (рис. 28б).

Переохлаждение конденсата зависит от конструкции конденсатора, его нагрузки, температуры охлаждающей воды, состояния воздушной, циркуляционной и конденсатной систем, обслуживающих конденсатор. Переохлаждение конденсата приводит к потере теплоты, затрачиваемой на нагрев конденсата (используемого для питания котлов), а главное — сопровождается возрастанием количества растворенного в конденсате кислорода, вызывающего коррозию трубной системы регенеративного подогрева питательной воды котла. Насыщение конденсата коррозионно-активными газами объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное растворение газов из парогазовой смеси. Процесс абсорбции газа в жидкую фазу начинается непосредственно при конденсации пара на конденсатной пленке, покрывающей трубки. Падающие с трубок капли и струйки конденсата подвергаются тепловому и механическому воздействию пара,двигающегося в межтрубном пространстве, вследствие чего происходит деаэрация жидкости. Таким образом, двигаясь в направлении конденсатосборника, капля конденсата, попадая то на трубку, то в паровой поток, попеременно насыщается и освобождается от газов.

Для возможно полного выделения и отвода газов с поверхности жидкости проводят разбрызгивание конденсата при сливе его в конденсатосборник, слив конденсата в виде отдельных струй и другие мероприятия.

Эффективным средством борьбы с явлением переохлаждения конденсата является установка воздухоохладителей. Рассмотрим процесс конденсации пара в конденсаторе с отдельным удалением конденсата и воздуха (рис. 29). Предположим, что при установившемся режиме в конденсатор поступают насыщенный пар (G_K) и воздух (G_B) при давлении p_K , а из воздухоохладителя при давлении $p_K'' = p_n'' + p_B''$ удаляется паровоздушная смесь, состоящая из воздуха (G_B) и насыщенного пара (G_K''); конденсатным насосом откачивается количество конденсата $G_K^H = G_K = G_K''$. Относительное содержание воздуха при входе в конденсатор $\varepsilon = G_B/G_K$, а в удаляемой паровоздушной смеси $\varepsilon'' = G_B/G_K''$.

Над поверхностью конденсата в конденсатосборнике устанавливается давление p_K' , а относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси составляет ε' .

При наличии парового сопротивления движение паровоздушной смеси происходит вследствие разности давлений ее по ходу движения в конденсаторе ($p_K'' < p_K' < p_K$). Так как конденсация пара заканчивается в воздухоохладителе, то относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси при входе и выходе из конденсатора и воздухоохладителя различно ($\varepsilon < \varepsilon' < \varepsilon''$). Таким образом, над поверхностью конденсата в конденсатосборнике общее давление паровоздушной смеси выше, а относительное содержание воздуха меньше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора.

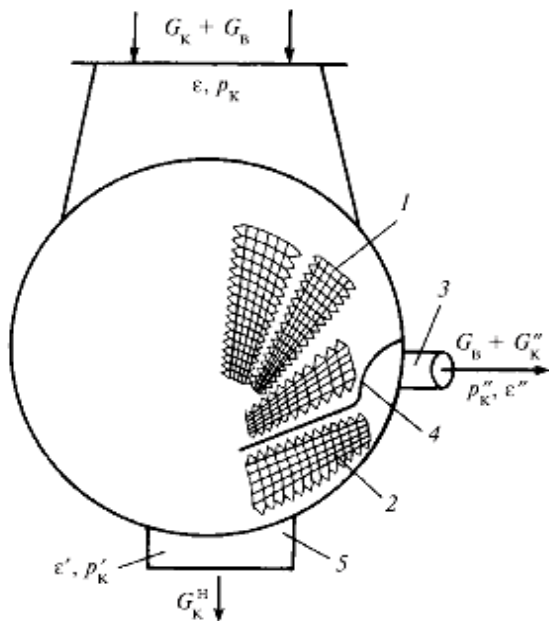


Рис. 29. Схема конденсатора с разделением конденсата и воздуха:

- 1 — трубный пучок;
- 2 — воздухоохладитель;
- 3 — отсос паровоздушной смеси;
- 4 — паронаправляющий щит;
- 5 — конденсатосборник

Из формулы (19) видно, что парциальное давление пара $p_{п}'$, а следовательно, и соответствующая температура пара $t_{п}'$ в смеси над уровнем конденсата в конденсатосборнике будут также выше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсата.

Температура конденсата $t_{к}$, находящегося в конденсатосборнике, может быть равна температуре пара $t_{п}'$, а переохлаждение конденсата может достигать $3 - 5$ °С. Для конденсаторов, в которых к конденсатосборнику имеется свободный доступ пара (регенеративные конденсаторы), $\Delta t_{к} = 0 - 1$ °С, для других конденсаторов $\Delta t_{к} = 3 - 5$ °С.

Из выражений (17) следует, что чем ниже температура и больше парциальное давление воздуха в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, тем меньше ее объем и количество пара,

удаляемого вместе с воздухом, а следовательно, ниже затраты энергии воздухоотсасывающего устройства. В связи с этим температуру паровоздушной смеси перед удалением ее из конденсатора стремятся по возможности снизить в воздухоохладителе при минимальном переохлаждении конденсата.

Для уверенной деаэрации, особенно при малых расходах пара, многие конденсаторы снабжаются деаэрационными конденсатосборниками, например, струйно-барботажного типа.

3.2. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС КОНДЕНСАТОРА

Потери теплоты корпусом конденсатора в результате излучения в окружающую среду вследствие низких температур ничтожны. Поэтому можно считать, что практически вся теплота, освобождающаяся при конденсации пара, передается охлаждающей воде. Тогда баланс теплоты поверхностного конденсатора может быть составлен в виде

$$Q_{к} = G_{к}(h_{к} - h_{к}') = W(t_{2в} - t_{1в})c_{в}, \quad (20)$$

где $h_{к}$ — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг; $h_{к}' = c_{в} t_{к}$ — энтальпия конденсата, кДж/кг; $c_{в} = 4,19$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; W — расход охлаждающей воды, кг/с; $t_{1в}$, $t_{2в}$ — температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С (рис. 30).

Значения G_k , h_k определяют при расчете турбины. Температуру конденсата принимают

$$t_k = t_{\text{п}} - \Delta t_k, \quad (21)$$

где $t_{\text{п}}$ — температура насыщения пара, соответствующая его давлению при входе в конденсатор.

Разность $\Delta t_{\text{в}} = t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}$ называют нагревом охлаждающей воды в конденсаторе. Для одноходовых конденсаторов $\Delta t_{\text{в}} = 6 - 7$ °С; двухходовых $\Delta t_{\text{в}} = 7 - 9$ °С; трех- и четырехходовых $\Delta t_{\text{в}} = 10 - 12$ °С.

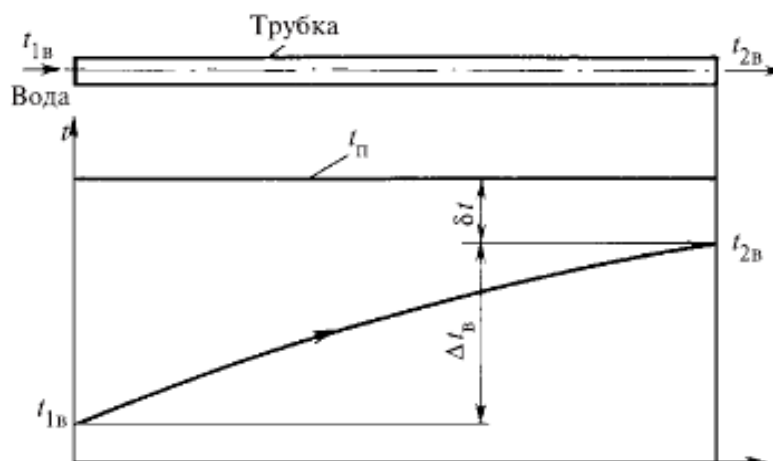


Рис. 30 - Нагрев охлаждающей воды в трубке конденсатора

При проектировании температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1\text{в}}$ принимается равной 10; 12; 15; 20 и 25 °С в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды принимают расчетное абсолютное давление отработавшего пара p_k : для $t_{1\text{в}} = 10$ °С $p_k = 2,8 - 3,4$ кПа; для $t_{1\text{в}} = 15$ °С $p_k = 3,8 - 4,8$ кПа; для $t_{1\text{в}} = 20 - 25$ °С, $p_k = 5,9 - 6,8$ кПа.

Отношение $m = W/G_k$ называют кратностью охлаждения. Из (20) следует, что

$$m = \frac{W}{G_k} = \frac{h_k - c_{\text{в}} t_k}{c_{\text{в}} (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}})} = \frac{h_k - h'_k}{c_{\text{в}} \Delta t_{\text{в}}}. \quad (22)$$

Здесь разность энтальпий $h_k - h'_k$ представляет собой в основном теплоту парообразования и мало изменяется для различных типов турбин (в среднем равна 2200 кДж/кг). Тогда из (22) следует, что нагрев охлаждающей воды $\Delta t_{\text{в}}$ изменяется обратно пропорционально кратности охлаждения: чем больше m , тем меньше $\Delta t_{\text{в}}$ и тем ниже может быть давление в конденсаторе. Однако при увеличении кратности охлаждения возрастает расход охлаждающей воды и увеличиваются затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

Оптимальная кратность охлаждения находится в следующих пределах: для одноходовых конденсаторов $m = 80 - 120$, двухходовых $m = 60 - 70$, трех- и четырехходовых $m = 40 - 50$.

3.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Задачей теплового расчета конденсатора является определение площади поверхности теплопередачи, необходимой для достижения заданного давления на выходе из турбины.

При инженерных расчетах требуемая площадь поверхности охлаждения конденсатора F_k определяется из уравнения теплообмена между паром и охлаждающей водой:

$$Q_k = \bar{k} \Delta t F_k, \quad (23)$$

где \bar{k} — средний коэффициент теплопередачи в конденсаторе, Вт/(м²·К); Δt — средняя разность между температурами пара и воды, °С:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B}{\ln[(\Delta t_B + \delta t)/\delta t]}, \quad (24)$$

где $\delta t = t_{п} - t_{2в}$ — температурный напор на выходе из конденсатора, °С; $t_{п}$ — температура пара, поступающего в конденсатор, °С (см. рис. 30).

Значение δt определяется отношением

$$\delta t = \Delta t_B \left[\exp\left(\frac{\bar{k} F_k}{c_B W}\right) - 1 \right]^{-1}, \quad (25)$$

в которое входит неизвестная величина F_k . В конденсаторах поверхностного типа $\delta t = 5 \div 10$ °С. Большие значения δt относятся к одноходовым конденсаторам.

Точность теплового расчета конденсатора определяется достоверностью оценки коэффициента теплопередачи \bar{k} , зависящего от многих факторов, характеризующих условия работы конденсатора, основными из которых являются: паровая нагрузка конденсатора, скорость движения воды в трубах, температура охлаждающей воды, диаметр трубок, число ходов конденсатора, состояние плотности вакуумной системы, состояние охлаждающей поверхности и др.

Наиболее распространенной в настоящее время зависимостью для определения среднего коэффициента теплопередачи в конденсаторе является формула Л.Д. Бермана [10], составленная на основании испытаний промышленных конденсаторов и учитывающая взаимосвязь и влияние на коэффициент теплопередачи различных факторов:

$$\bar{k} = 4070 \left(\frac{1,1 w_B}{d_2^{0,25}} \right)^x \times \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{a}}{10^3} (35 - t_{1в})^2 \right] \Phi_z \cdot \Phi_d, \quad (26)$$

где a — коэффициент чистоты, учитывающий влияние загрязнения поверхности ($a = 0,65 \dots 0,85$); $x = 0,12 a (1 + 0,15 t_{1в})$; w_B — скорость охлаждающей воды в трубках ($w_B = 1,5 \dots 2,5$ м/с); d_2 — внутренний диаметр трубок, мм; $t_{1в}$ — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °С; Φ_z — коэффициент, учитывающий влияние числа ходов воды z в конденсаторе:

$$\Phi_z = 1 + (z - 2) \left(1 - \frac{t_{1в}}{35} \right) \cdot 10^{-1};$$

Φ_d — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора $d_k = G_k / F_k$; $\Phi_d = 1$ при паровых нагрузках от номинальной $d_k^{\text{НОМ}}$ до $d_k^{\text{ГР}} = (0,9 - 0,012t_{1в}) \cdot d_k^{\text{НОМ}}$; если $d_k < d_k^{\text{ГР}}$, то $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$, здесь $\delta = d_k / d_k^{\text{ГР}}$.

Из соотношений (23) – (25) определяют значения $\bar{k}, \bar{\Delta t}, F_k$.

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических характеристик конденсатора (длины и числа конденсаторных трубок, диаметра трубной доски) и его парового и гидравлического сопротивления.

Число трубок в конденсаторе

$$n = 4Wz / (\pi d_2^2 w_v). \quad (27)$$

Длина конденсаторных трубок, равная расстоянию между трубными досками,

$$L = F_k / (\pi d_1 n). \quad (28)$$

Условный диаметр трубной доски

$$D_y = d_1 \sqrt{n / u_{\text{тр}}}. \quad (29)$$

Отношение L/D_y должно находиться в пределах 1,5 – 2,5. В формулах (27) – (29) приняты следующие обозначения: d_1 и d_2 — наружный и внутренний диаметры конденсаторных трубок, мм (наиболее часто применяют трубки со следующими диаметрами d_1/d_2 , мм: 16/14, 19/17, 24/22, 25/23, 28/26, 30/28); W — расход охлаждающей воды, м³/с; w_v — скорость охлаждающей воды в трубках, м/с (принимается в пределах 1,5 – 2,5 м/с); z — число ходов охлаждающей воды (зависит от конструктивных и экономических факторов, условий водоснабжения, мощности установки, кратности охлаждения и др.); $u_{\text{тр}}$ — коэффициент использования трубной доски, принимаемый для конденсаторов современных турбин равным 0,22 – 0,32.

Гидравлическое сопротивление конденсатора H_k , Па (разность давлений охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него) состоит из сопротивлений течения воды в трубках h_1 , на входе и выходе из трубок h_2 и водяных камер h_3 :

$$H_k = z(h_1 + h_2) + h_3 = z \left(\lambda \frac{L}{d_2} + \xi \right) \frac{\rho_v w_{в.п}^2}{2} + \frac{\rho_v w_{в.п}^2}{2}, \quad (30)$$

где λ — коэффициент трения при движении воды в трубках ($\lambda = 0,025 - 0,037$); ξ — коэффициент, учитывающий способ крепления конденсаторных трубок в трубной доске ($\xi = 1,0 - 1,5$); ρ_v — плотность охлаждающей воды, кг/м³; $w_{в.п}$ — скорость воды во входных и выходных патрубках, примерно равная $(0,15 - 0,3) \cdot w_v$, м/с.

Гидравлическое сопротивление конденсаторов турбин высокого давления составляет 25 – 40 кПа, а турбин мощностью 300 МВт и выше — 35 – 40 кПа.

Паровое сопротивление конденсатора Δp_k из-за сложного характера течения пара в межтрубном пространстве, сопровождающегося процессами конденсации, определить аналитически сложно. Оно может быть оценено лишь

приблизительно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах. Паровое сопротивление зависит от конструкции трубного пучка, скорости пара в межтрубном пространстве, гидродинамики потока и других факторов. В конденсаторах современных мощных турбин ($N_3 = 160 - 1200$ МВт) паровое сопротивление составляет 270 – 410 Па.

3.4. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Выполнить конденсатор в виде одного аппарата для турбин даже умеренной мощности не удастся. Мощные турбины оснащают конденсаторной группой, состоящей из отдельных корпусов, которые, в свою очередь, могут состоять из отдельных конденсаторов. *Конденсатор* — это теплообменник с отдельной выделенной трубной системой и паровым пространством, со своими водяными камерами охлаждающей воды и воздухоудаляющими устройствами. Отдельные конденсаторы могут собираться в *корпуса*, а корпуса — в *конденсаторные группы* по-разному. На этой основе можно провести их классификацию. Схематически установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины показана на рис. 31. В табл. 10 приведены типы конденсаторных групп, используемых для различных турбин.

По расположению конденсаторной группы по отношению к турбине их делят на *подвальные* и *бесподвальные*. Подвальные конденсаторные группы устанавливаются в помещении под машинным залом между колоннами фундамента, на которых покоится верхняя фундаментная плита с установленной на ней турбиной. Бесподвальная конденсаторная группа размещается на той же отметке машинного зала, что и турбина.

В свою очередь, бесподвальные конденсаторы могут иметь *боковую и осевую компоновки* по отношению к турбине. В России нет мощных турбин с осевой компоновкой конденсатора. Боковую бесподвальную компоновку имеют две турбины К-500-5,9/1500 ХТЗ Нововоронежской АЭС и две турбины К-1000-5,9/1500-1 Калининской АЭС.

Все остальные используемые компоновки конденсаторов являются подвальными и показаны на рис. 31а – ж, и, к.

По расположению конденсаторов по отношению к оси турбины их делят на *поперечные* и *продольные*. При поперечной компоновке оси трубок конденсаторов направлены поперек оси турбины (рис. 31а – ж), а при продольной — параллельно ей (рис. 31з – л). Продольные конденсаторы могут выполняться *односекционными* (рис. 31з), *двухсекционными* (рис. 31и, к) и *трехсекционными* (рис. 31л).

Таблица 10

Типы конденсатных групп для паровых турбин электростанций

Описание конденсатной группы	Схема на рис.31	Турбина
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>a</i>	<u>ЛМЗ</u> : К-50-8,8; ПТ-50-8,8/1,3; Т-50-12,8; ПТ-60-12,8/1,3; ПТ-80/100-12,8/1,3; <u>ТМЗ</u> : ПТ-135/165-1,5; <u>КТЗ</u> : все турбины
Два подвальных поперечных конденсатора, объединенных по паровой стороне и подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>б</i>	<u>ЛМЗ</u> : К-100-8,8; К-200-12,8; <u>ХТЗ</u> : К-100-8,8; К-160-12,8; <u>ТМЗ</u> : Т-100-12,8; Т-175/215-12,8
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>в</i>	<u>ТМЗ</u> : Т-250/300-23,5
То же	<i>г</i>	<u>ЛМЗ</u> : К-300-24,5; <u>ХТЗ</u> : К-300-24,5
Два подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>д</i>	<u>ХТЗ</u> : К-220-4,3; К-500-23,5
Три подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>e</i>	<u>ХТЗ</u> : К-1000-5,9/1500-2
Четыре подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>ж</i>	<u>ХТЗ</u> : К-500-6,4/3000; К-750-6,4/3000
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>з</i>	<u>ХТЗ</u> : К-500-5,9/1500
Два подвальных продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде, каждый из конденсаторов состоит из двух секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>и</i>	<u>ЛМЗ</u> : К-500-23,5
То же	<i>к</i>	<u>ЛМЗ</u> : К-800-23,5; К-1200-23,5
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде, каждый из конденсаторов состоит из трех секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>л</i>	<u>ХТЗ</u> : К-1000-5,9/1500-1
Две конденсаторные группы, одна из которых показана на рис. 31, <i>и</i>	-	<u>ЛМЗ</u> : К-1000-5,9/3000

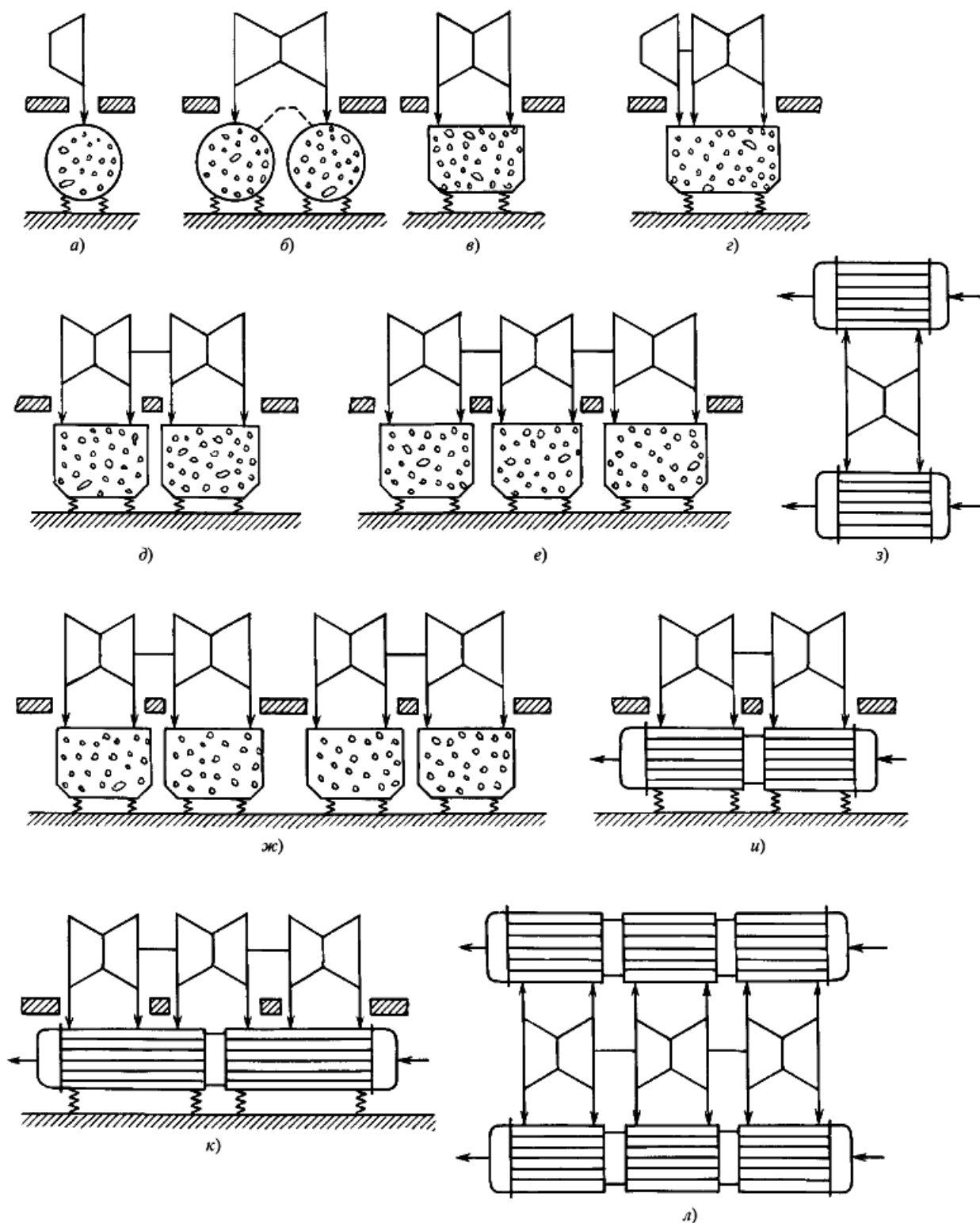


Рис. 31. Установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины

Из-за различной начальной температуры охлаждающей воды, поступающей в отдельные секции, давление в них будет различным. Такие конденсаторы называются секционированными.

По числу потоков охлаждающей воды в отдельном конденсаторе их различают как однопоточные и двухпоточные. Выбор числа потоков осуществляется в соответствии с требованием возможности чистки конденсатора со стороны охлаждающей воды на ходу без подачи охлаждающей

воды в очищаемую часть. Поэтому конденсаторы, показанные на рис. 31а – ж, выполняют двухпоточными, а изображенные на рис. 31з – л - однопоточными.

По числу ходов охлаждающей воды различают одно- (рис. 31з – л), двух- (рис. 31а – ж) и четырёхходовые конденсаторы (последние применяются только для турбин малой мощности).

Одной из самых ответственных деталей конденсатора являются конденсаторные трубки, а одним из основных требований, предъявляемых к ним, является стойкость к коррозии, и поэтому их изготавливают из сплавов цветных металлов на основе меди, хромоникелевой нержавеющей стали, титановых сплавов.

Совокупность конденсаторных трубок, на которых осуществляется конденсация пара, называется трубным пучком. К компоновке трубного пучка предъявляют следующие требования:

- максимально возможное увеличение площади «живого» сечения для прохода пара;
- создание постоянной скорости протекания пара;
- организация наиболее короткого и прямого пути паровоздушной смеси к месту отсоса;
- улавливание и отвод конденсата на промежуточных уровнях по высоте пучка;
- создание «зеркала» конденсата на дне конденсатора;
- свободный доступ пара в нижнюю часть конденсатора под трубный пучок к месту сбора конденсата и др.

При компоновке трубный пучок разбивают на две части: основной пучок, в котором происходит массовая конденсация пара при практически отсутствующем относительном содержании воздуха, и пучок воздухоохладителя, где конденсация происходит с меньшей скоростью, а образующийся конденсат переохлажден.

Общей особенностью компоновки трубного пучка конденсаторов современных паровых турбин (рис. 32) является выполнение его в виде ленты, свернутой симметрично относительно вертикальной оси, с глубокими проходами в пучке для направления пара к возможно бóльшей части поверхности теплообмена. Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания пара на трубки, чем достигается уменьшение парового сопротивления конденсатора.

В целях снижения температуры и количества пара в паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором, к пучку воздухоохладителя смесь поступает только после прохождения основного пучка. Кроме того, к трубкам воздухоохладителя подводится охлаждающая вода низкой температуры (из первого хода).

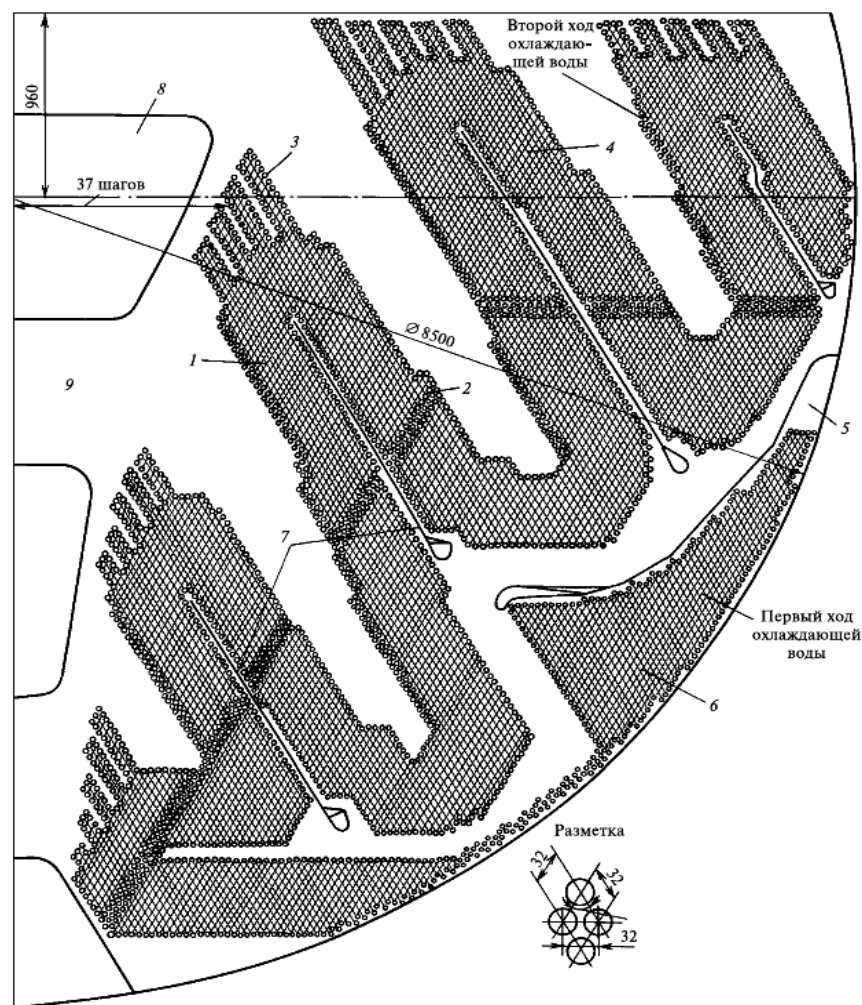


Рис. 32. Компоновка трубного пучка:

- 1 — основной пучок; 2 — сливные трубки; 3 — первый ряд трубок; 4 — трубки основного пучка; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пучок воздухоохладителя; 7 — паронаправляющий и конденсатулавливающий щиты; 8 — окно в промежуточных трубных досках; 9 — промежуточная трубная доска

При ленточной компоновке трубного пучка организуется свободный доступ к зеркалу конденсата в конденсатосборнике, что обеспечивает подогрев конденсата и относительно малое его переохлаждение. Кроме того, для предотвращения переохлаждения конденсата и снижения парового сопротивления конденсат в трубном пучке улавливается и отводится с помощью перегородок.

Собранный конденсат сливается в конденсатосборник струями у трубных досок и перегородок.

Дальнейшим развитием компоновки является «пальчиковая» компоновка с разделением трубного пучка на модули (рис. 33).

В отличие от ранее рассмотренных конструкций, трубный пучок (рис. 33а) состоит из восьми одинаковых модулей 1, каждый из которых имеет свою зону отсоса, показанную в увеличенном масштабе на рис. 33б. Модуль 1 представляет собой сплошной вертикально расположенный массив трубок с

ромбической разбивкой. В средней части массива двумя щитами 2 и 3 образована зона отсоса. Выделенного воздухоохладителя в пучке нет, его роль играют расположенные непосредственно перед отсосом охлаждающие трубки пучка.

Конденсаторные трубки крепятся в трубных досках. Методы крепления конденсаторных трубок в досках должны обеспечивать плотность и долговечность соединения. В конденсаторах современных паровых турбин конденсаторные трубки обоими концами закреплены в трубных досках развальцовкой, а при использовании титана — сваркой.

В целях предотвращения опасной для прочности трубок вибрации и предупреждения их провисания устанавливают промежуточные трубные доски (перегородки). Трубные доски и перегородки крепят к корпусу конденсатора с помощью сварки.

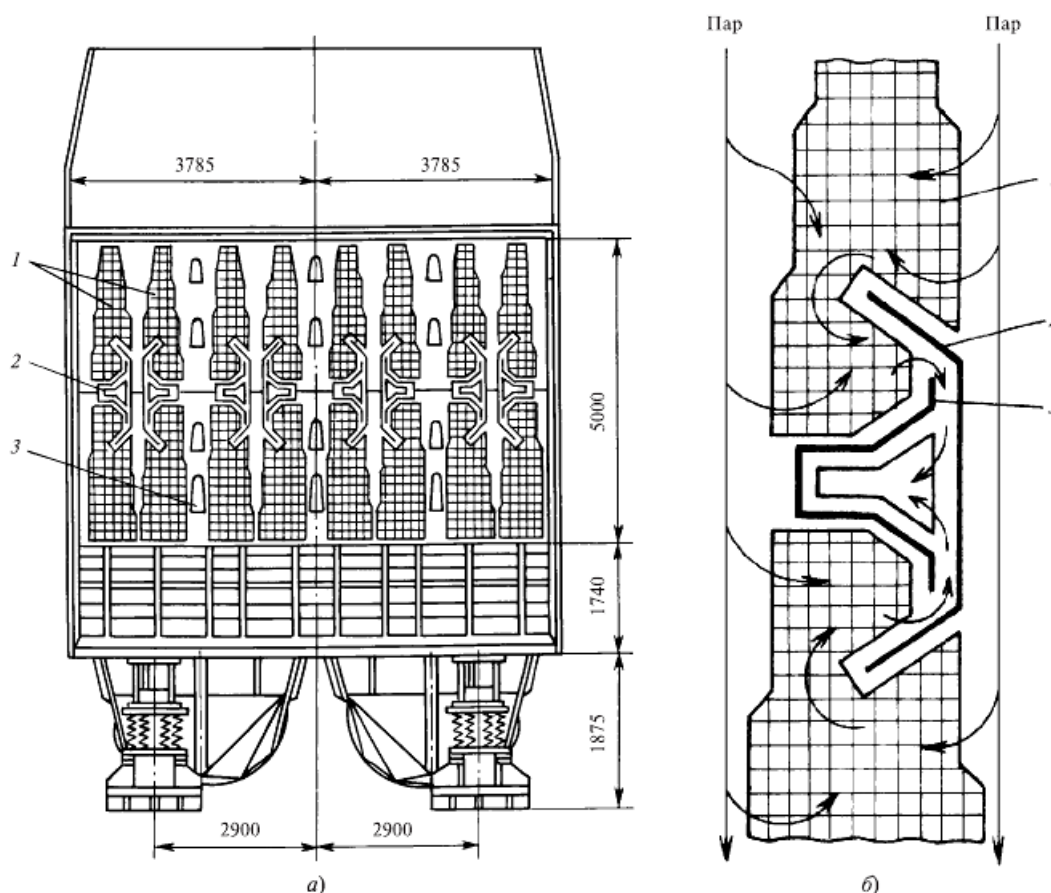


Рис. 33. Трубный пучок конденсатора модульной конструкции:
а — общий вид; б — зона отсоса паровоздушной смеси

Характерной особенностью конструкций конденсаторов теплофикационных турбин является установка в них специального встроенного теплофикационного пучка, служащего для нагрева обратной сетевой или подпиточной воды в отопительный период, когда в конденсатор пропускается малое количество пара.

Теплофикационный пучок имеет ленточную компоновку, расположен на оси конденсатора и имеет собственные водяные камеры, закрытые крышками. Крайние трубные доски являются общими для всех пучков (основного, воздухоохладителя и встроенного). Конденсатор снабжен деаэрационным конденсатосборником, характерной особенностью которого является использование теплоты конденсата, поступающего из линии рециркуляции (при малых нагрузках турбины для поддержания уровня конденсата в конденсатосборнике во избежание срыва конденсатных насосов часть конденсата постоянно возвращается в конденсатор по линии рециркуляции), и теплоты дренажей регенеративных подогревателей для подогрева конденсата до температуры насыщения.

Это повышает экономичность турбоустановки и улучшает деаэрационные качества конденсатора. В горловину конденсатора, кроме пускосбросного устройства, патрубка подвода химически очищенной воды, встроен подогреватель низкого давления.

Конденсаторы паровых турбин АЭС характеризуются большей площадью поверхности теплообмена по сравнению с аналогичной поверхностью конденсаторов турбин той же мощности, но установленных на ТЭС. Например, суммарная площадь поверхности охлаждения конденсатора турбины К-500-6,4/50 ХТЗ составляет 40 500 м², а конденсатора турбины К-500-23,5 ХТЗ — 23 050 м². Однако увеличенная поверхность конденсаторов турбин АЭС при частоте вращения ротора $n = 50 \text{ с}^{-1}$ не создает значительных трудностей при их конструировании, так как габариты выхлопного патрубка ЦНД и число выхлопов турбин АЭС позволяют разместить такие конденсаторы при их подвальном расположении поперек оси турбины (турбоустановки типов К-220-4,3, К-500-6,4/50).

Для турбин АЭС с частотой вращения 25 с⁻¹ возможно использование как традиционных подвальных конденсаторов, так и боковых. Целесообразность использования боковых конденсаторов (рис. 34), в первую очередь, вызвана большими размерами ЦНД, при которых резко увеличиваются силы и деформации от действия атмосферного давления и тепловые деформации от неравномерного нагрева.

В этих условиях при традиционных конструкциях ЦНД и конденсаторов, горловины которых приварены к выходным патрубкам турбины, трудно создать рациональную конструкцию фундамента и тем самым обеспечить надежную работу турбины.

Гораздо проще решить эти задачи при использовании боковых конденсаторов *I*, устанавливаемых на фундаменте рядом с турбиной. Боковые конденсаторы практически не имеют силовой связи с корпусом ЦНД, поэтому усилия, действующие на последний, практически не зависят от вакуума в конденсаторе и заполнения его водой.

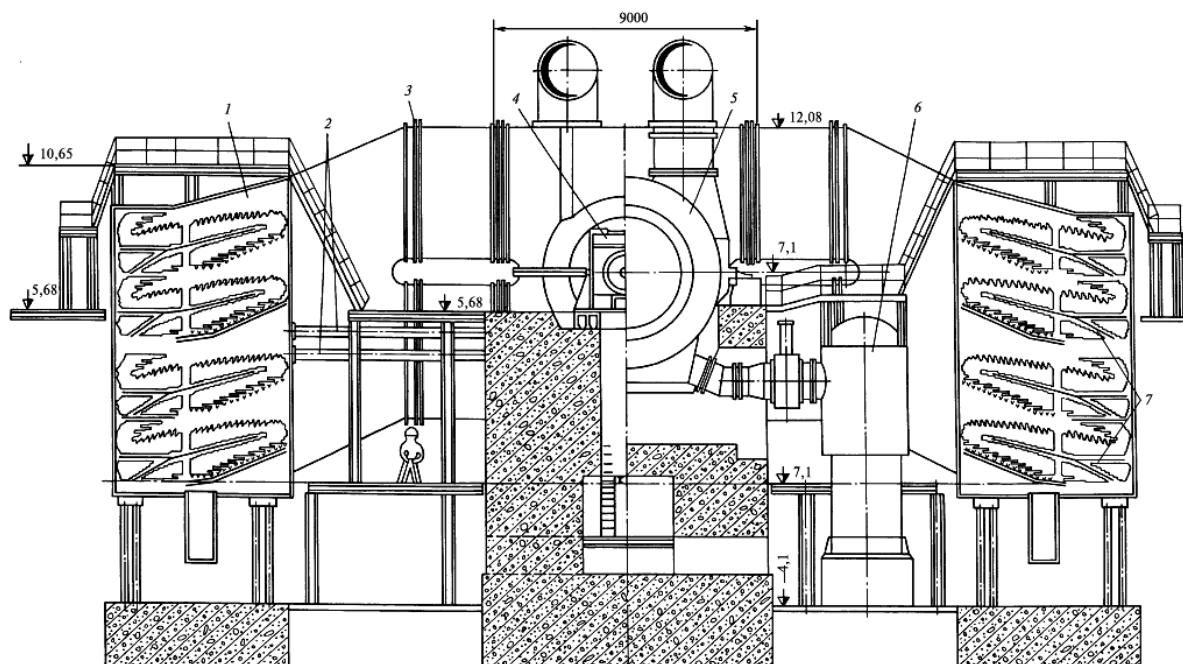


Рис. 34. Поперечный разрез турбины К-500-60/25 с боковыми конденсаторами:
 1 — конденсатор; 2 — гибкие опоры; 3 — компенсаторы; 4 — корпус подшипника;
 5 — корпус ЦНД; 6 — ПНД; 7 — воздухоохладители модулей

Неуравновешенными при такой конструкции оказываются горизонтальные силы, действующие на боковые стенки конденсаторов. Они воспринимаются опорами 2 и передаются на мощный фундамент турбоагрегата. Опоры 2 выполнены гибкими в вертикальном направлении, что совместно с использованием компенсаторов 3 в переходных патрубках допускает независимые вертикальные перемещения конденсаторов и ЦНД.

Дополнительным преимуществом боковых конденсаторов является меньшая неравномерность параметров пара за последней ступенью, что повышает надежность работы лопаток; при этом создается высокая степень восстановления давления в переходных патрубках. Последние также использованы для размещения в них ПНД № 1 и 2.

3.5. ВОЗДУХООТСАСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА КОНДЕНСАТОРОВ

Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления паровоздушной смеси из конденсатора и вакуумной системы и поддержания необходимого вакуума. В паротурбинных установках применяют следующие типы воздухоотсасывающих устройств: пароструйные и водоструйные эжекторы и воздушные насосы.

Принципиальная схема эжектора изображена на рис. 35. Рабочее тело (пар — в пароструйном эжекторе, вода — в водоструйном) подается под давлением в приемную камеру, откуда через сопло (или несколько сопел) с большой скоростью направляется в камеру смешения, соединенную с паровым

пространством конденсатора. Струя рабочего тела (пара или воды), обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры в суживающуюся часть канала переменного сечения и далее поступает в диффузор, в котором происходит торможение потока и преобразование кинетической энергии в потенциальную. Вследствие этого давление на выходе из диффузора превышает давление во внешней среде и происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Самое широкое распространение в паротурбинных установках получили пароструйные эжекторы, которые выполняются одно-, двух- и трехступенчатыми.

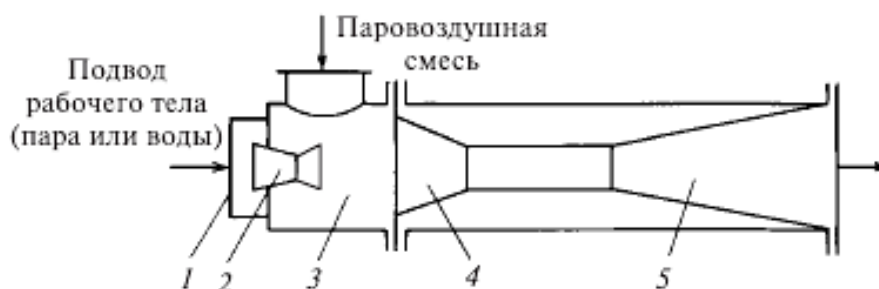


Рис. 35. Принципиальная схема эжектора:

1 — приемная камера; 2 — сопло; 3 — камера смешения;
4 — суживающаяся часть канала; 5 — диффузор

Одноступенчатые эжекторы создают разрежение до 0,073 – 0,08 МПа и применяются в качестве пусковых (для быстрого отсоса воздуха из конденсатора при пусках турбины). Двух- и трехступенчатые эжекторы создают более глубокое разрежение и применяются в качестве рабочих, обеспечивая устойчивую и надежную работу турбины при глубоком вакууме. В последних конструкциях пароструйных эжекторов имеются приборы для измерения количества отсасываемого воздуха, что позволяет контролировать воздушную плотность конденсатора.

Схема двухступенчатого пароструйного эжектора изображена на рис. 36. Отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь поступает в приемную камеру первой ступени эжектора и далее через диффузор направляется в холодильник, где происходит конденсация пара. Образовавшийся конденсат удаляется в конденсатор, а неконденсирующиеся газы с примесью пара попадают во вторую ступень эжектора. Через патрубок газы (выпар) из холодильника второй ступени удаляются в атмосферу, а конденсат перепускается в холодильник первой ступени (линия 9) и затем в конденсатор (линия 10).

Рабочее тело в двухступенчатом эжекторе, изображенном на рис. 36, практически не теряется.

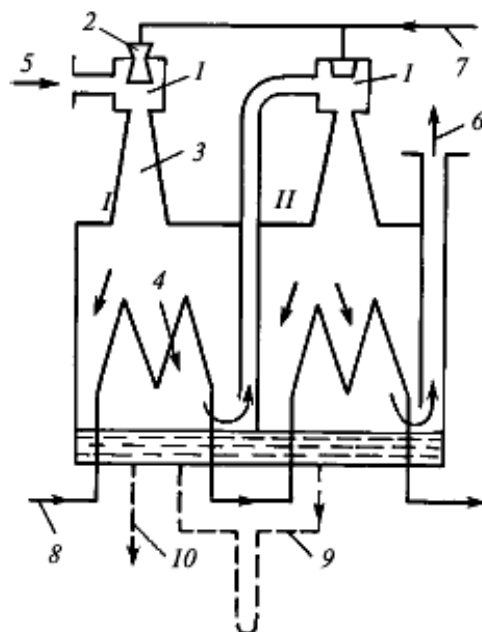


Рис. 36. Принципиальная схема двухступенчатого пароструйного эжектора:

*I, II — первая и вторая ступени эжектора; 1 — камеры смешения; 2 — сопло;
3 — диффузор; 4 — холодильник; 5 — вход паровоздушной смеси; 6 — выход эжектора;
7 — подвод рабочего пара; 8 — вход охлаждающей воды; 9 — сброс дренажа;
10 — отвод дренажа в конденсатор*

Основными причинами неудовлетворительной работы пароструйных эжекторов, приводящими к ухудшению вакуума в турбине, являются:

- малый расход рабочего пара из-за засорения сопел эжектора или падения давления рабочего пара;
- повышение температуры паровоздушной смеси из-за загрязнения холодильников эжекторов или уменьшения расхода воды через них;
- рециркуляция воздуха между ступенями эжектора и между первой ступенью эжектора и конденсатором при наличии неплотностей в перегородках между ступенями и другие факторы.

Аварийные случаи в работе пароструйных эжекторов связаны с их «запариванием» либо с «захлебыванием». «Запаривание» — это нарушение нормальной работы пароструйного эжектора, возникающее вследствие неполной конденсации пара в холодильниках эжекторов при недостаточном расходе через них конденсата.

«Захлебывание» эжекторов — переполнение их охладителей конденсатом вследствие неудовлетворительной работы системы сброса конденсата в конденсатор.

Достаточно большое применение находят водоструйные эжекторы, рабочим телом в которых служит вода, отбираемая из напорного циркуляционного водовода в количестве 5–7%. Водяные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные. Однако отсасываемый пар и его теплота теряются.

3.6. ВОЗДУШНАЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТИ КОНДЕНСАТОРА

Воздушная плотность конденсатора характеризуется присосами воздуха в паровое пространство.

Согласно [8], присосы воздуха, кг/ч, в диапазоне паровых нагрузок конденсатора 40 – 100 % не должны превышать значений, определяемых формулой $G_{\text{в}} = 8 + 0,065 \cdot N$, где N — мощность турбины, МВт.

Присутствие воздуха в паровом пространстве конденсатора существенно ухудшает условия теплообмена между конденсирующимся паром и охлаждающей водой, приводит к росту парового сопротивления конденсатора, снижению температуры пара в нем и как следствие – к переохлаждению конденсата. Значительные присосы воздуха могут вызвать перегрузки воздухоудаляющих устройств и ухудшение вакуума по этой причине, а также падение деаэрирующей способности конденсатора и повышение насыщения конденсата кислородом.

Повышение содержания кислорода в питательной воде увеличивает коррозию элементов, входящих в водяной тракт от конденсатора до деаэратора. Кислородная коррозия конструкционных материалов питательного тракта, помимо разрушения металла, вызывает занос трубок котла и проточной части турбины оксидами железа, меди и другими соединениями. Особенно недопустимо проникновение воздуха в зону вакуумной системы, заполненной конденсатом. В этом случае даже минимальные присосы, намного меньшие нормированных, вызывают резкое повышение содержания кислорода в конденсате.

Гидравлическая плотность конденсатора характеризуется присосами охлаждающей воды. Практически определить расход присосов трудно, и поэтому о гидравлической плотности конденсатора судят по жесткости конденсата, которая не должна превышать 0,5 мкг-экв/кг для прямоточных котлов и энергоблоков АЭС и находиться в пределах от 10 до 1 мкг-экв/кг для котлов с естественной циркуляцией и давлением от 4 до 10 МПа.

Гидравлическая плотность конденсатора обеспечивается правильным выбором материала конденсаторных трубок и конструктивными решениями, исключающими возможность попадания циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора в местах разъемных соединений конденсатора, вальцовочных креплений трубок в трубных досках и в самих трубках, подверженных различным механическим, эрозионным и коррозионным повреждениям.

Наиболее опасны с точки зрения ухудшения гидравлической плотности механические повреждения трубок, так как повреждение даже одной трубки приводит к необходимости снижения нагрузки или в отдельных случаях к

аварийной остановке турбины. Причинами механических повреждений трубок могут быть вибрационная усталость, эрозия периферийных трубок, эрозия трубок в местах подвода дренажей, некачественная вальцовка, истирание трубок в местах прохода их через промежуточные перегородки и др. Предотвращение поломок трубок от вибрации достигается за счет тщательной отстройки трубного пучка от резонанса и недопущения автоколебаний трубок.

Для предотвращения эрозии иногда целесообразно в первом по ходу пара ряду пучков установить заглушенные трубки, которые гасили бы энергию капель. Целесообразно также первые ряды трубных пучков компоновать трубками из износостойких материалов, а также трубками с повышенной толщиной стенок.

Более частой причиной повреждения трубок является коррозия, которая может возникнуть вследствие воздействия коррозионно-активных примесей, содержащихся в охлаждающей воде.

Радикальным средством борьбы с коррозией является правильный выбор материалов трубок в зависимости от качества охлаждающей воды. Так, если солесодержание охлаждающей воды невысокое, используют трубки из различных марок латуней, при бóльшем содержании — из медноникелевых сплавов (МНЖ-5-1) и все шире, особенно для турбин АЭС, — из нержавеющей сталей. Для конденсаторов, работающих на морской воде, используют титановые сплавы.

Требования к гидравлической плотности конденсаторов вызывают необходимость уделять значительное внимание вопросам дополнительной герметизации вальцовочных соединений. Подсос сырой воды в паровое пространство конденсатора через неплотности вальцовочного соединения является постоянно действующим фактором, поскольку обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений затруднительно.

Особенно сложно решается эта задача применительно к конденсаторам мощных турбин на сверхкритические параметры пара, поскольку требования к качеству конденсата в этих установках достаточно жесткие.

Наиболее часто в конденсаторах для предохранения конденсата от попадания в него охлаждающей воды через неплотности в местах вальцовочных соединений:

- 1) применяют двойные трубные доски (рис. 37а);
- 2) создают «соленые» отсеки в паровом пространстве конденсатора (рис. 37б);
- 3) увеличивают толщину основных трубных досок;
- 4) наносят уплотняющие покрытия на трубные доски и выступающие концы конденсаторных трубок со стороны водяных камер;

5) выполняют отверстия в трубных досках с кольцевыми или винтообразными канавками; обваривают выступающие концы трубок со стороны трубных досок и т.д.

В первом случае (рис. 37а) в пространство, создаваемое двойными трубными досками, подается конденсат с давлением, превышающим давление охлаждающей воды.

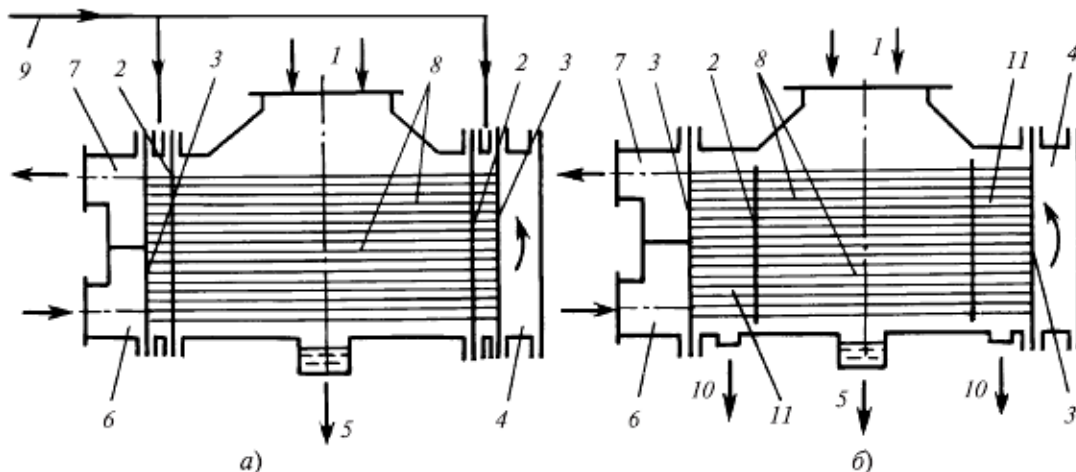


Рис. 37. Схема двухходового конденсатора

с двойными трубными досками (а) и с «солеными» отсеками (б):

- 1 — вход пара; 2, 3 — дополнительная и основная трубные доски;
 4 — поворотная камера охлаждающей воды; 5 — отвод основного конденсата;
 6, 7 — входная и выходная камеры охлаждающей воды; 8 — конденсаторные трубки;
 9 — подача конденсата или обессоленной воды из демпферного бака;
 10 — отвод конденсата «соленых» отсеков; 11 — «соленые» отсеки

Это усложняет конструкцию и затрудняет ремонт конденсатора, а конденсат, перетекающий в линию охлаждающей воды, безвозвратно теряется.

В схеме с «солеными» отсеками (рис. 37б) циркуляционная вода, проникающая через неплотности вальцовочных соединений, попадает в отсек, образованный основной и дополнительной трубными досками, и удаляется дренажным насосом с некоторым количеством конденсата.

Устройство «соленых» отсеков дает возможность при возникновении течи в вальцовочных соединениях обеспечить работу агрегата до очередной его остановки без существенного ухудшения качества основной массы конденсата. Кроме того, по изменению концентрации солей в «соленом» отсеке можно судить о появлении весьма умеренных присосов, которые в обычных условиях не прослеживаются.

3.7. ПРИБЛИЖЕННЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГЛАВНОГО КОНДЕНСАТОРА

Общие положения

Приближенный тепловой расчет главного конденсатора ПТУ ТЭЦ или ТЭС базируется на знаниях, полученных студентами при изучении конденсационных установок в рамках дисциплин «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Промышленные ТЭЦ», «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций». Расчет может производиться с использованием компьютерной техники, а также калькулятора.

Целью приближенного теплового расчета главного конденсатора ПТУ является определение площади поверхности охлаждения конденсатора и его основных размеров. Схемы конденсационной установки и двухходового конденсатора поверхностного типа показаны на рис. 38 и 39.

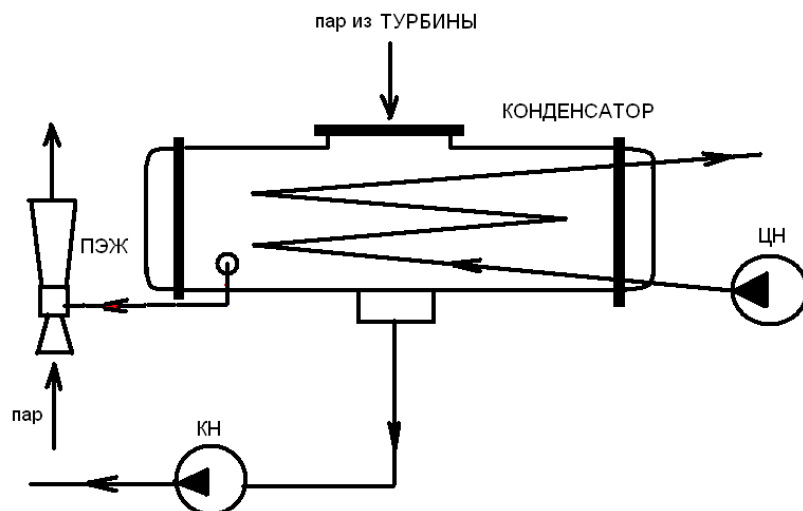


Рис. 38. Схема конденсационной установки паровой турбины

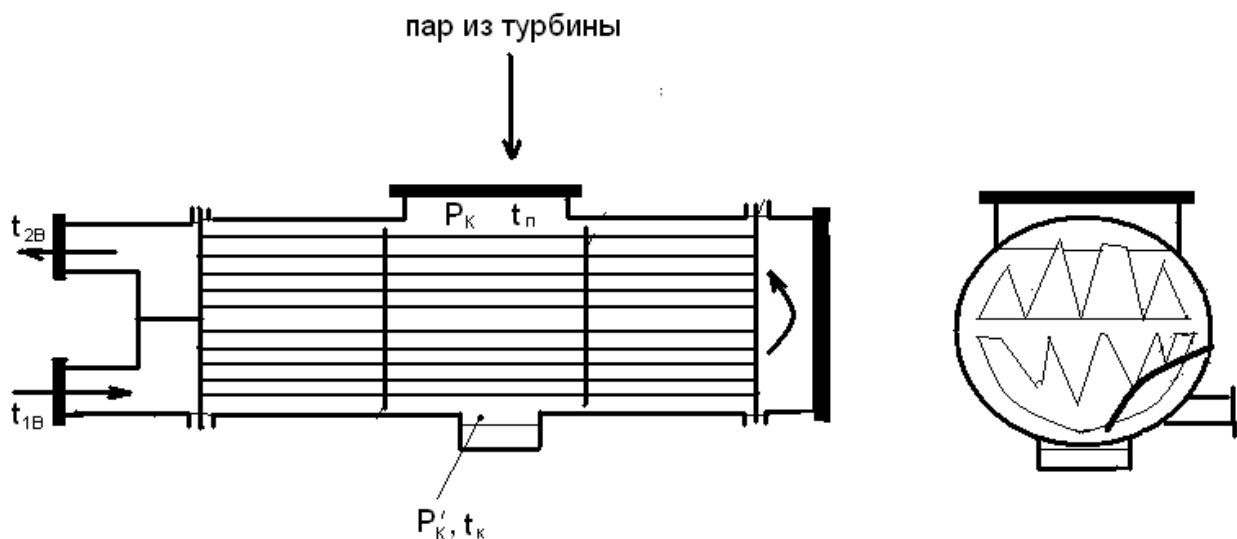


Рис. 39. Схема двухходового конденсатора поверхностного типа

Пар из турбины поступает в паровое пространство конденсатора (давление P_k , температура t_p), а затем на наружную поверхность конденсаторных труб. За счет более низких температур на поверхностях труб пар конденсируется, превращается в жидкость. Резко уменьшается объем, в конденсаторе создается низкое давление, меньше атмосферного – вакуум. Конденсат стекает в нижнюю часть конденсатора – конденсаторосборник (давление P'_k , температура t_k), из него подается конденсатным насосом [6].

Охлаждающая вода (температура $t_{1в}$) циркуляционным насосом подается во внутренние полости конденсаторных труб первого хода. Затем по конденсаторным трубам второго хода через выходной патрубок охлаждающая вода (температура $t_{2в}$) подается или в градирню, или в брызгальный бассейн.

В конденсатор вместе с паром поступает воздух, образуется паровоздушная смесь. Эта смесь из воздухоохладителя конденсатора удаляется пароструйным эжектором (ПЭЖ).

Алгоритм расчета

Исходные данные для расчета и его алгоритм показаны в табл.11 и табл. 12.

Таблица 11

Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Размерность
Давление в конденсаторе	P_k	МПа
Количество конденсируемого пара	G_k	кг/с
Энтальпия пара	h_p	кДж/кг
Переохлаждение конденсата	Δt_k	$^{\circ}\text{C}$
Теплоемкость конденсата	C_{PK}	кДж/(кг $\cdot^{\circ}\text{C}$)
Температурный напор	δt	$^{\circ}\text{C}$
Температура охлаждающей воды	$t_{1в}$	$^{\circ}\text{C}$
Теплоемкость охлаждающей воды	C_{pw}	кДж/(кг $\cdot^{\circ}\text{C}$)
Плотность охлаждающей воды	ρ	кг/м ³
Скорость охлаждающей воды в трубах	W_B	м/с
Средняя разность температуры пара и температуры охлаждающей воды	Δt_{cp}	$^{\circ}\text{C}$
Внутренний диаметр труб	d_1	м
Наружный диаметр труб	d_2	м
Шаг охлаждающих труб	t	м
Коэффициент загрязнения	β_3	-
Коэффициент, учитывающий материал, из которого изготовлены трубы	β_M	-
Коэффициент заполнения трубной доски	$\eta_{тр}$	-
Число ходов охлаждающей воды	z	-
Толщина трубной доски	δ	м

Алгоритм расчета

Наименование величины	Способ определения	Размерность
Температура насыщенного пара	по давлению P_k , энтальпии $h_{п}$	$^{\circ}\text{C}$
Температура конденсата	$t_k = t_n - \Delta t_k$	$^{\circ}\text{C}$
Энтальпия конденсата	$h_k = C_{PK} \cdot t_k$	кДж/кг
Количество отводимой теплоты	$Q = G_K \cdot (h_n - h_k)$	кВт
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	$t_{2b} = t_n - \delta t$	$^{\circ}\text{C}$
Количество охлаждающей воды	$G_w = \frac{Q}{C_{pw} \cdot (t_{2b} - t_{1b})}$	кг/с
Объемный расход охлаждающей воды	$W = \frac{G_w}{\rho}$	$\text{м}^3/\text{с}$
Кратность охлаждения	$m = \frac{G_w}{G_K}$	-
Исходный коэффициент теплопередачи	k_0 , по графику (рис.40)	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$
Коэффициент, учитывающий температуру воды	β_t , по графику (рис.40)	-
Удельная паровая нагрузка	$d_k = 40 - 55$, принимается	кг/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)
Коэффициент, учитывающий нагрузку при d_k	β_d , по графику	-
Коэффициент теплопередачи	$k = k_0 \cdot \beta_s \cdot \beta_m \cdot \beta_t \cdot \beta_d$	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$
Поверхность охлаждения конденсатора	$F_K = \frac{1000 \cdot Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}$	м^2
Удельная паровая нагрузка (рассчитанная)	$d_k = \frac{3600 \cdot G_K}{F_K}$	кг/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)
Удельная тепловая нагрузка	$q_k = \frac{3600 \cdot Q}{F_K}$	кДж/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)
Число труб в одном ходе	$n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_g}$	шт
Расстояние между трубными досками	$L = \frac{F_K}{\pi \cdot d_2 \cdot n \cdot z}$	м
Эквивалентный диаметр	$D = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n \cdot z}{\eta_{mp}}}$	м
Отношение длины к диаметру	$Y = \frac{L}{D}$	-
Осевой размер водяной камеры	$X = (0,17 \div 0,20) \cdot L$	м
Общая длина конденсатора	$L_k = L + 2 \cdot X + 2 \cdot \delta$	м

Пример приближенного теплового расчета главного конденсатора показан в табл. 13 и табл. 14. Расчет выполняется в соответствии с предложенным преподавателем вариантом.

Таблица 13

Значения исходных данных

Наименование величины	Обозначение	Значение	Размерность
Давление в конденсаторе	P_k	0,0034	МПа
Количество конденсируемого пара	G_k	по варианту (2) 140	кг/с
Энтальпия пара	h_p	2358,9	кДж/кг
Переохлаждение конденсата	Δt_k	0,9	°С
Теплоемкость конденсата	C_{PK}	4,175	кДж/(кг·°С)
Температурный напор	δt	4,7	°С
Температура охлаждающей воды	$t_{1в}$	по варианту (2) 10	°С
Теплоемкость охлаждающей воды	C_{pw}	3,925	кДж/(кг·°С)
Плотность охлаждающей воды	ρ	1005	кг/м ³
Скорость охлаждающей воды в трубах	W_v	2,6	м/с
Средняя разность температур пара и температуры охлаждающей воды	Δt_{cp}	11 – 13	°С
Внутренний диаметр труб	d_1	0,023	м
Наружный диаметр труб	d_2	0,025	м
Шаг охлаждающих труб	t	0,028	м
Коэффициент загрязнения	β_z	0,92	-
Коэффициент, учитывающий материал, из которого изготовлены трубы	β_m	0,9	-
Коэффициент заполнения трубной доски	$\eta_{тр}$	0,7	-
Число ходов охлаждающей воды	z	2	-
Толщина трубной доски	δ	0,03	м

Таблица 14

Алгоритм и результаты расчета

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Температура насыщенного пара	t_n по давлению P_k , энтальпии h_p	26,55	°С
Температура конденсата	$t_k = t_n - \Delta t_k = 26,55 - 0,9$	25,65	°С
Энтальпия конденсата	$h_k = C_{PK} \cdot t_k = 4,175 \cdot 25,65$	107,1	кДж/кг

Продолжение табл. 14

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Количество отводимой теплоты	$Q = G_K \cdot (h_n - h_k) = 140 \cdot (2358,9 - 107,1)$	315252	кВт
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	$t_{2b} = t_n - \Delta t = 26,55 - 4,7$	21,85	°С
Количество охлаждающей воды	$G_w = \frac{Q}{C_{pw} \cdot (t_{2b} - t_{1b})} = \frac{315252}{3,925 \cdot (21,85 - 10)}$	6779,97	кг/с
Объемный расход охлаждающей воды	$W = \frac{G_w}{\rho} = \frac{6779,97}{1005}$	6,75	м³/с
Кратность охлаждения	$m = \frac{G_w}{G_k} = \frac{6779,97}{140}$	48,43	-
Исходный коэффициент теплопередачи	k_0 , по графику (рис.40)	3250	Вт/(м²·°С)
Коэффициент, учитывающий температуру воды	β_t , по графику (рис.40)	0,85	-
Удельная паровая нагрузка	$d_k = 40 - 55$, принимается	42	кг/(м²·ч)
Коэффициент, учитывающий нагрузку при d_k	β_d , по графику (рис.40)	1,0	-
Коэффициент теплопередачи	$k = k_0 \cdot \beta_z \cdot \beta_m \cdot \beta_t \cdot \beta_d = 3250 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \times 0,85 \cdot 1,0$	2287,35	Вт/(м²·°С)
Поверхность охлаждения конденсатора	$F_K = \frac{1000 \cdot Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1000 \cdot 315252}{2287,35 \cdot 13}$	10603,5	м²
Удельная паровая нагрузка (рассчитанная)	$d_k = \frac{3600 \cdot G_k}{F_K} = \frac{3600 \cdot 140}{10603,5}$	47,5	кг/(м²·ч)
Удельная тепловая нагрузка	$q_k = \frac{3600 \cdot Q}{F_K} = \frac{3600 \cdot 315252}{10603,5}$	107031,4	кДж/(м²·ч)
Число труб в одном ходе	$n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_g} = \frac{4 \cdot 6,75}{3,14 \cdot 0,023^2 \cdot 2,6}$	6249	шт

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Расстояние между трубными досками	$L = \frac{F_K}{\pi \cdot d_2 \cdot n \cdot z} = \frac{10603,5}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 6249 \cdot 2}$	10,8	м
Эквивалентный диаметр	$D = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n \cdot z}{\eta_{mp}}} = 1,05 \cdot 0,028 \times$ $\times \sqrt{\frac{6249 \cdot 2}{0,7}}$	3,93	м
Отношение длины к диаметру	$Y = \frac{L}{D} = \frac{10,8}{3,93}$	2,75	-
Осевой размер водяной камеры	$X = (0,17 \div 0,20) \cdot L = 0,18 \cdot 10,8$	1,94	м
Общая длина конденсатора	$L_k = L + 2 \cdot X + 2 \cdot \delta = 10,8 + 2 \cdot 1,94 +$ $+ 2 \cdot 0,03$	14,75	м

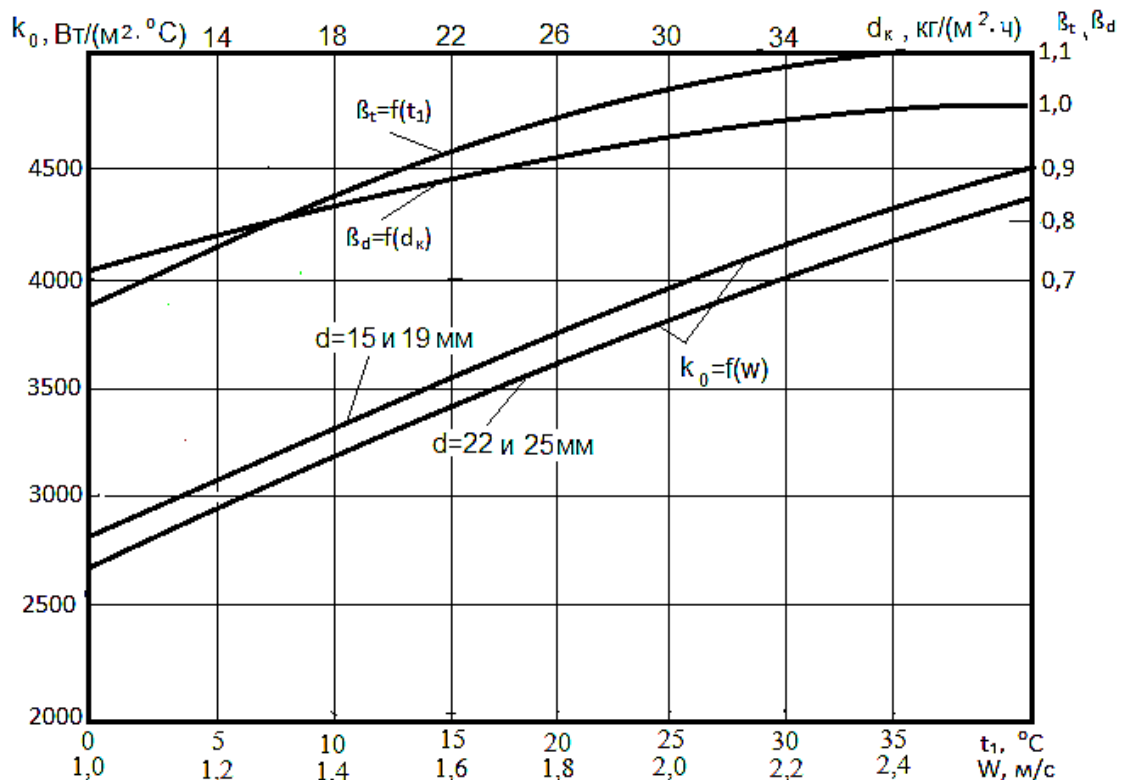


Рис. 40. Номограмма для определения коэффициента теплопередачи

Отчет должен содержать:

1. Исходные данные, алгоритм и результаты приближенного теплового расчета главного конденсатора.
2. Номограмму для определения коэффициента теплопередачи.
3. Выводы по работе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК:

1. Костюк, А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций [Текст]: учебник для вузов/ А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка. М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 557 с.
2. ГОСТ 2.701-2008 ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению. М.: Стандартинформ, 2009.
3. ВНТП-80. Нормы технологического проектирования атомных электрических станций. М.: Минэнерго СССР, 1981.
4. ВНТП-81. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. М.: Минэнерго СССР, 1981.
5. Коновалов, П.Н. Нагнетатели и тепловые двигатели. Тепловой расчет паровой многоступенчатой противодавленческой турбины [Текст]: учеб.-метод. пособие к выполнению курсовой работы/ П. Н. Коновалов, А.А. Верхоланцев, М.С. Липатов/ СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2018. – 68 с.
6. Щинников, П.А. Проектирование одноцилиндровой конденсационной турбины [Текст]: учеб. пособие/ П.А. Щинников. Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2013. – 83 с.
7. Прочность элементов паровых турбин [Текст]/ под ред. Л.А. Шубенко-Шубина. М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроительной литературы, 1962. – 565 с.
8. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ, 2019.
9. Ведрученко, В.Р. Ремонт тепломеханического оборудования [Текст]: учеб. пособие/ В.Р. Ведрученко, А.С. Анисимов. М.: Московская государственная академия водного транспорта, 2015. – 33 с.
10. СО 153-34.20.501-2003. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ.

Учебное издание

**Злобин Владимир Германович
Липатов Максим Сергеевич**

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Редактор и корректор Н. П. Новикова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 14.05.2021 г. Рег.№ 11/21

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.