

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Н.Н. Галашов

ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

*Рекомендовано Сибирским региональным учебно-методическим центром
высшего профессионального образования для межвузовского использования
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по специальности
140101 «Тепловые электрические станции»*

Издательство
Томского политехнического университета
2010

УДК 621.311.2.002.5:621.1(075.8)

ББК 31.277я73

Г152

Галашов Н.Н.

Г152

Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций: учебное пособие / Н.Н. Галашов; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 244 с.

В учебном пособии рассмотрены вопросы конструкций, принципа работы и выбора теплообменного и нагнетательного оборудования, золоуловителей и трубопроводов ТЭС. По основным видам оборудования представлены задачи теплового расчета, а также расчета оборудования и трубопроводов на прочность. По каждой теме приведены вопросы для контроля знаний. Рассмотрены вопросы тепловой изоляции оборудования и трубопроводов и ее расчета.

Пособие подготовлено на кафедре атомных и тепловых электростанций, соответствует программе дисциплины и предназначено для студентов ИДО, обучающихся по специальности 140101 «Тепловые электрические станции» направления 650800 «Теплоэнергетика».

УДК 621.311.2.002.5:621.1(075.8)

ББК 31.277я73

Рецензенты

Доктор физико-математических наук, профессор ТГАСУ

А.Я. Кузин

Кандидат технических наук, директор ООО
«Центр комплексных энергосберегающих технологий»

С.А. Косяков

© ГОУ ВПО «Национальный
исследовательский Томский
политехнический университет», 2010
© Галашов Н.Н., 2010
© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	8
1. ВИДЫ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ	10
Контрольные вопросы	15
2. КОНСТРУКЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ	16
Контрольные вопросы	26
3. КОНСТРУКЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ	27
3.1. ПНД поверхностного типа.....	27
3.2. ПНД смешивающего типа	44
Контрольные вопросы	50
4. СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ	51
Контрольные вопросы	57
5. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ И СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ	59
5.1. Основные положения теплового и гидравлического расчета поверхностных подогревателей	59
5.1.1. Конструкторский тепловой расчет пароводяных поверхностных подогревателей.....	67
5.1.1.1. Алгоритм теплового расчета пароводяного подогревателя.....	67
5.1.1.2. Конструирование камерного подогревателя.....	69
5.1.1.3. Конструирование коллекторного подогревателя	69
5.1.2. Расчет гидравлического сопротивления.....	71
5.2. Расчет струйного отсека смешивающего подогревателя.....	72
5.2.1. Тепловой расчет струйного отсека	72
5.2.2. Гидравлический расчет струйного отсека.....	74
Контрольные вопросы	75
6. ДЕАЭРАТОРЫ.....	76
6.1. Назначение деаэрационной установки	76
6.2. Принцип работы термического деаэратора.....	77
6.3. Факторы, влияющие на эффективность деаэрации	79
6.3.1. Влияние недогрева воды до температуры насыщения	79
6.3.2. Влияние расхода пара	80
6.3.3. Влияние тепловой и гидравлической нагрузки деаэратора.....	81
6.4. Типы деаэраторов	82
6.4.1. Струйные деаэраторы.....	82
6.4.2. Пленочные деаэраторы	83
6.4.3. Барботажные деаэраторы.....	84
6.4.4. Комбинированные деаэраторы	85
6.5. Конструкции деаэрационных колонок	86
6.6. Регулирование и контроль основных параметров деаэраторов.....	90
6.7. Расчет деаэратора.....	92
6.7.1. Расчет струйного отсека.....	93
6.7.2. Расчет барботажного отсека	94
Контрольные вопросы	98
7. ИСПАРИТЕЛИ	99
7.1. Конструкции и условия работы	99

7.2. Расчет испарителей.....	103
7.2.1. Тепловой расчет.....	103
7.2.2. Расчет устройств очистки пара.....	110
Контрольные вопросы	112
8. НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭС	113
8.1. Типы основных насосов ТЭС	113
8.2. Параметры и характеристики насосов	114
8.3. Основы теории центробежных нагнетателей.....	117
8.3.1. Принцип действия центробежного нагнетателя	118
8.3.2. Влияние угла β_2 на напор центробежного нагнетателя	119
8.3.3. Потери энергии и КПД.....	121
8.3.4. Многоступенчатые и многопоточные центробежные машины	124
8.4. Характеристики центробежного нагнетателя при постоянной частоте вращения	125
8.5. Подобие центробежных машин. Формулы подобия.....	129
8.6. Совместная работа насосов и сети.....	131
8.7. Устойчивость работы насоса в сети	134
8.8. Регулирование подачи центробежных насосов.....	136
8.8.1. Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$	136
8.8.2. Регулирование изменением частоты вращения вала	137
8.8.3. Регулирование направляющим аппаратом на входе в рабочее колесо....	139
8.8.4. Регулирование байпасированием.....	140
8.8.5. Построение рабочих полей характеристик насосов	141
8.9. Параллельное и последовательное соединения насосов	144
8.10. Конструкции центробежных насосов.....	147
8.11. Силы, действующие на ротор, и их компенсация	154
8.12. Кавитация и высота всасывания.....	156
8.13. Общие положения выбора насосов.....	160
8.14. Особенности выбора насосов ТЭС.....	162
8.15. Определение мощности приводного двигателя	163
Контрольные вопросы	164
9. ТЯГОДУТЬЕВЫЕ МАШИНЫ.....	165
9.1. Назначение и маркировка.....	166
9.2. Параметры и характеристики.....	167
9.3. Аэродинамические особенности.....	169
9.4. Конструктивные особенности исполнения	172
9.5. Эксплуатационные свойства	175
9.6. Регулирование тягодутьевых машин.....	179
9.7. Выбор тягодутьевых машин	182
Контрольные вопросы	182
10. ЗОЛОУЛОВИТЕЛИ	183
10.1. Теоретические основы золоулавливания.....	183
10.2. Сухие инерционные золоуловители	184
10.3. Мокрые золоуловители с трубами Вентури	186
10.4. Мокрые золоуловители с эмульгаторами	189
10.5. Электрофильтры.....	189
10.6. Рукавные тканевые фильтры	192
10.7. Роторные фильтры	192

10.8. Комбинированные золоулавливающие установки	194
Контрольные вопросы	194
11. ТРУБОПРОВОДЫ	195
11.1. Назначение трубопроводов	195
11.2. Материал трубопроводов	197
11.3. Контроль трубопроводов	198
11.4. Соединения трубопроводов, опорные конструкции и арматура	200
11.5. Расчет трубопроводов	205
Контрольные вопросы	205
12. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ НА ПРОЧНОСТЬ... ..	206
12.1. Толщина стенки и прибавки к ней	206
12.2. Расчетное давление	208
12.3. Расчетная температура	209
12.4. Допускаемые напряжения	209
12.5. Коэффициент прочности	210
12.6. Расчетная толщина стенки	214
Контрольные вопросы	218
13. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ	219
13.1. Общие сведения	219
13.2. Расчет толщины тепловой изоляции по заданной температуре наружной поверхности	223
Контрольные вопросы	227
14. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС	228
Контрольные вопросы	232
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	233
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	235
Приложение 1	235
Параметры поверхностных подогревателей системы регенерации паротурбинных установок	235
Приложение 2	239
Размеры и параметры сетевых подогревателей	239
Приложение 3	241
Основные характеристики насосов ТЭС	241
Приложение 4	243
Номинальные допускаемые напряжения сталей, наиболее часто используемых на ТЭС	243

В пособии приняты следующие обозначения:

АЭС – атомная электрическая станция;
БОУ – блочная обессоливающая установка;
ВГД – вентилятор горячего дутья;
ВД – вентилятор дутьевой с лопастями, загнутыми вперед;
ВДН – вентилятор дутьевой с лопастями, загнутыми назад;
ВМ – вентилятор мельничный;
Д – деаэратор; дымосос;
И – испаритель;
К – конденсатор;
КИ – конденсатор испарителя;
КПД – коэффициент полезного действия;
ОВ – охладитель вертикальный;
ОД – охладитель дренажа;
ОК – охладитель конденсата;
ОКГ – охладитель конденсата горизонтальный;
ОП – охладитель перегретого пара;
ОУ, ОЭ – охладители уплотнений и эжекторов;
 $P_1, P_2, \dots, P_n$ – регенеративные подогреватели;
ПВД – подогреватель высокого давления;
ПГ – парогенератор;
ПК – предохранительный клапан;
ПН, БН, КН, П_еН, ДН, СН – питательный, бустерный, конденсатный, перекачивающий, дренажный (сливной) и сетевой насосы;
ПНД – подогреватель низкого давления;
ПНСВ – подогреватель низкого давления смешивающего типа вертикальный;
ПНСГ – подогреватель низкого давления смешивающего типа горизонтальный;
ПСВ – подогреватель сетевой воды вертикальный;
ПСГ – подогреватель сетевой воды горизонтальный;
ПТН – питательный турбонасос;
ПТУ – паротурбинная установка;
ПТЭ – правила технической эксплуатации;
ПЭН – питательный электронасос;
СП – собственно подогреватель;
ТП – турбопривод;
ТЭС – тепловая электрическая станция;
ХВО – химводоочистка;

ЦАГИ – Центральный аэрогидродинамический институт;
 ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давления турбины;
 ЦН – циркуляционный насос;
 P, p – давление, Па (кПа, МПа, бар);
 t – температура, °С; шаг, м;
 T – температура, К;
 x – степень сухости;
 v – удельный объем, м³/кг;
 ρ – плотность, кг/м³;
 Q – тепловой поток, Вт;
 q – удельный тепловой поток, Вт/м²;
 F – поверхность теплообмена, м²;
 k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), или массопередачи, кг/(м²·с);
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 a – коэффициент температуропроводности, К/м;
 μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;
 ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 σ – коэффициент свободного натяжения, Н/м²;
 β – коэффициент линейного расширения, м/К;
 Nu – критерий Нуссельта;
 Re – критерий Рейнольдса;
 Pr – критерий Прандтля;
 Gr – критерий Грасгоффа;
 Ga – критерий Галилея;
 Ar – критерий Архимеда;
 Eu – критерий Эйлера;
 Fr – критерий Фруда;
 F, f – площадь сечения, м²;
 C_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 c, ω – скорость потока, м/с;
 u – окружная скорость, м/с;
 ω – угловая скорость, 1/с;
 S – толщина стенки, м;
 ϕ – коэффициент прочности; коэффициент объемного паросодержания;
 ψ – коэффициент заполнения трубной доски; коэффициент схемы;
 $[\sigma]$ – допускаемые напряжения, МПа.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Тепломеханическое и вспомогательное оборудование играет большую роль в обеспечении надежной и экономичной работы электростанции.

При изучении ряда дисциплин по специальности 140101 и выполнении курсовых и выпускных работ необходимо уметь выбирать, рассчитывать и конструировать вспомогательное теплообменное, насосное, тягодутьевое и золоулавливающее оборудование, которое отличается большим разнообразием. На электростанциях в основном применяются поверхностные рекуперативные теплообменники камерного и коллекторного типа и смешивающие теплообменники, а также разнообразные по назначению и конструкциям насосы, тягодутьевые механизмы (вентиляторы, воздуходувки и дымососы) и золоуловители.

Теплообменные аппараты паротурбинных установок (ПТУ) являются крупногабаритным, металлоемким и дорогостоящим оборудованием, существенно влияющим, а иногда и определяющим эффективность и надежность работы ТЭС.

В системе регенеративного подогрева питательной воды применяются подогреватели высокого давления (ПВД) коллекторного или камерного типа; подогреватели низкого давления (ПНД) камерного и смешивающего типа; деаэраторы; испарители; охладители пара, конденсата и продувочной воды; сальниковые подогреватели для утилизации пара уплотнений турбины; охладители пара эжекторов. Для подогрева сетевой воды используются сетевые подогреватели вертикального и горизонтального типов. Большую роль для надежной работы оборудования выполняют деаэраторы. Для термической подготовки добавочной воды применяются испарители. Вне тепловой схемы турбоустановки теплообменное оборудование используется для охлаждения масла и подогрева мазута; подогрева и охлаждения воды, воздуха и газов.

Сложность процессов, происходящих в теплообменных аппаратах ПТУ, обусловлена совокупным влиянием большого количества факторов, определяющих эффективность и надежность работы аппаратов.

На ТЭС используется большое количество разнообразных насосов. Их работа в большой мере определяет надежность и экономичность работы электростанции. В этом плане также важна роль тягодутьевых машин и золоулавливающих установок.

Большую роль в надежной и экономичной работе электростанций играет система трубопроводов и арматуры.

Расчеты оборудования и трубопроводов могут быть поверочные и конструкторские. Поверочные расчеты осуществляются для действу-

ющего оборудования, когда все конструктивные характеристики оборудования (поверхность теплообмена, длина и диаметр трубок, число ходов теплоносителей и др.) известны. В результате поверочного расчета определяется, может ли оборудование обеспечить заданный режим работы: пропустить требуемый расход или тепловой поток или дать необходимую температуру теплоносителя на выходе. При конструкторском расчете все конструктивные характеристики определяются на основе заданных расходов и параметров теплоносителей.

Безопасность и экономичность работы на станции определяет также тепловая изоляция оборудования и трубопроводов.

Задачей данной дисциплины является изучение конструкций и методов расчета вспомогательного оборудования ТЭС.

Изложение материала базируется на предшествующем изучении таких дисциплин, как «Теоретическая механика», «Материаловедение. Технология конструкционных материалов», «Прикладная механика», «Гидрогазодинамика», «Теоретические основы теплотехники», «Котельные установки и парогенераторы», «Водоподготовка», «Турбины тепловых и атомных электрических станций», «Тепловые и атомные электрические станции» и др.

Пособие поможет студентам:

- систематизировать, закрепить и расширить знания по дисциплине «Тепловые электрические станции»;
- усвоить методы расчета тепломеханического и вспомогательного оборудования электростанций и его выбора по справочной литературе;
- анализировать влияние принятых при проектировании технических решений и режимных факторов на показатели работы оборудования;
- приобрести навыки самостоятельной творческой работы, обращения с учебной и периодической литературой, а также справочными и нормативными материалами.

Пособие также будет полезно студентам при выполнении курсовой и выпускной квалификационной работы.

1. ВИДЫ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Наибольшее значение на надежность и экономичность электростанции оказывают подогреватели регенеративного подогрева питательной воды и основного конденсата.

В регенеративных подогревателях подогрев питательной воды и основного конденсата турбины осуществляется паром из отборов турбины. По месту включения в тепловую схему турбоустановки регенеративные подогреватели разделяются на подогреватели высокого и низкого давления.

Подогреватели высокого давления (ПВД) располагаются между питательным насосом и котлом при одноподъемной схеме подогрева питательной воды и между питательными насосами первого и второго подъема при двухподъемной схеме. Давление питательной воды в них определяется напором, развиваемым питательным насосом. Высокое давление воды в ПВД предъявляет высокие требования к их конструкции и прочностным свойствам применяемых материалов. При одноподъемной схеме ПВД выполняются коллекторного типа, а при двухподъемной – камерного. Достоинством коллекторных подогревателей является то, что они могут быть выполнены на очень большие давления воды при допустимой толщине стенки коллектора. Но они имеют существенные недостатки: теплообмен на горизонтальных трубах хуже, чем на вертикальных; более сложный ремонт; компоновка спиралей менее плотная, чем гладких труб; значительно хуже массогабаритные и стоимостные показатели, чем у камерных подогревателей. Камерные подогреватели применяют при давлениях воды до 10 МПа, так как при более высоких давлениях сильно увеличивается толщина трубной доски и возникают проблемы с креплением труб в ней.

Подогреватели низкого давления (ПНД) располагаются между конденсатором турбины и деаэратором или смесителем перед питательным насосом при бездеаэраторной схеме. Движение воды в них происходит под давлением конденсатного насоса.

К регенеративным подогревателям электростанций предъявляются высокие требования по надежности и обеспечению заданных параметров подогрева воды: они должны быть герметичны и иметь возможность доступа к отдельным их узлам для очистки поверхностей нагрева от отложений. Для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов в трубной системе давление греющего пара должно быть ниже давления воды.

Для уменьшения толщины стенки корпуса вода проходит внутри труб, а пар – в межтрубном пространстве.

Конструктивная схема подогревателя должна обеспечить наиболее полное использование теплоты греющего пара, который может быть перегретым или насыщенным. В зависимости от этого можно выделить две или три зоны передачи теплоты. При охлаждении перегретого пара в подогревателе можно выделить участок поверхности, где температура стенки выше температуры насыщения греющего пара – охладитель перегрева (ОП). Конструктивно охладитель перегрева может располагаться как внутри подогревателя, так и выделяться в отдельный теплообменник. Основное количество теплоты греющего пара передается в зоне конденсации – собственно подогреватель (СП). В ряде случаев для более полного использования теплоты выделяется зона охлаждения конденсата греющего пара – охладитель конденсата (ОК), который может находиться в одном корпусе с поверхностью зоны конденсации или выделяться в отдельный теплообменник. Во всех регенеративных подогревателях поверхностного типа применяются гладкие трубы из латуни, медно-никелевых сплавов, углеродистой или нержавеющей стали.

Конструкция подогревателей должна компенсировать температурные расширения всех элементов и создавать максимальную скорость их прогрева. Должны быть обеспечены также возможность дренирования всех водяных и паровых полостей подогревателя и условия максимального удаления неконденсирующихся газов.

Система регенерации низкого давления с подогревателями поверхностного типа (особенно ПНД, работающие при давлении ниже атмосферного) является одним из основных источников поступления оксидов меди и железа в паровой тракт блока в результате коррозии и эрозии труб. Также поверхностные подогреватели очень чувствительны к присосам воздуха. На рис. 1.1 приведена зависимость недогрева воды на выходе (до температуры насыщения греющего пара) от содержания воздуха в подогревателе, где видим, что даже очень небольшой процент содержания воздуха в подогревателе ведет к резкому росту недогрева. Поэтому подогреватели поверхностного типа должны иметь высокоэффективную систему постоянного отвода неконденсирующихся газов из парового пространства.

Частично недостатки поверхностных ПНД могут быть устранены применением комбинированной схемы регенерации низкого давления. В этой схеме подогреватели, работающие при давлении выше атмосферного, выполняются поверхностного типа, а подогреватели с давлением греющего пара ниже атмосферного – смешивающего типа.

Подогреватели смешивающего типа практически не имеют недогрева и слабо чувствительны к наличию неконденсирующихся газов в греющем паре, что позволяет более полно использовать теплоту греющего пара и повышает тепловую экономичность турбоустановки. Достоинством этих подогревателей является также то, что они более просты по конструкции, менее металлоемки и практически не загрязняют воду оксидами металлов. Также эти подогреватели позволяют выводить коррозионно-агрессивные газы из воды, что дает возможность создавать бездеаэраторные тепловые схемы. Однако применение смешивающих подогревателей вносит ряд существенных усложнений в систему регенеративного подогрева питательной воды (увеличивается число насосов для перекачки конденсата, повышаются требования к защите от заброса воды и влажного пара в проточную часть турбины, усложняется компоновка подогревателей). Эти обстоятельства сдерживают широкое распространение регенеративных подогревателей смешивающего типа. В настоящее время они применяются в турбоустановках большой мощности, где повышение эффективности использования теплоты отборного пара особенно существенно. Эти подогреватели устанавливаются для использования теплоты последних отборов турбины. В этом случае они практически не имеют недогрева, который в поверхностных подогревателях может составлять до 6...20 °С, и за счет применения гравитационной схемы удается избежать установки дополнительных конденсатных насосов, когда при всех режимах работы турбоустановки слив конденсата из одного подогревателя в другой происходит самотеком. Но при этом подогреватель с меньшим давлением необходимо устанавливать значительно выше подогревателя с большим давлением, что усложняет компоновку подогревателей в корпусе станции.

Заводы-изготовители в соответствии с требованиями ГОСТ 108.271.17–76 используют для маркировки поверхностных регенеративных подогревателей буквенные и цифровые обозначения: ПН-400-2,6-1,7-I; ПН-800-2,9-0,7-VA или

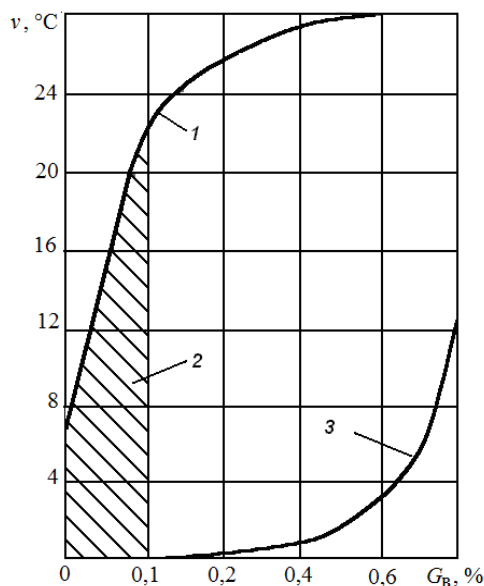


Рис. 1.1. Зависимость недогрева от содержания воздуха в подогревателе:
1 – поверхностный подогреватель;
2 – зона фактической работы;
3 – смешивающий подогреватель

ПВ-1200-38-4,3-I, где первые буквы обозначают место подогревателя и его тип (низкого давления – ПН, высокого давления – ПВ); первое число – площадь поверхности теплообмена, м^2 ; второе и третье число – пробные давления нагреваемой воды и греющего пара соответственно, МПа; последняя, римская цифра указывает модификацию, а буква А – применение на атомных электростанциях. Параметры поверхностных подогревателей системы регенерации паротурбинных установок приведены в приложении 1.

Для подогревателей низкого давления смешивающего типа маркировка следующая: ПНСВ-800-2 или ПНСГ-4000-IA, где буквы ПН обозначают подогреватель низкого давления; С – смешивающего типа; В – вертикальный; Г – горизонтальный; первое число показывает номинальный расход воды, т/ч; второе – номер подогревателя по ходу воды; буква А – применение на атомных электростанциях. Смешивающие подогреватели рассчитаны на пробное давление в корпусе 0,2 МПа.

Кроме регенеративных подогревателей в системе регенеративного подогрева питательной воды участвуют деаэраторы; выносные охладители пара и конденсата; охладители пара эжекторов; сальниковые подогреватели и конденсаторы испарителей.

Основное назначение деаэраторов – очистка воды от агрессивных газов и они подробно будут рассматриваться дальше.

Выносные охладители пара служат для снятия перегрева пара перед регенеративными подогревателями. В отечественных турбоустановках применяются только встроенные в регенеративный подогреватель охладители пара, а выносные не применяются и заводами не выпускаются.

Охладители конденсата греющего пара служат для снятия перегрева конденсата при каскадном сливе дренажа, что повышает тепловую экономичность турбоустановки из-за увеличения расхода пара на нижестоящий подогреватель, а также препятствуют вскипанию воды с гидравлическими ударами из-за падения давления в линии дренажа. Применяются как встроенные в подогреватель, так и выносные охладители конденсата. Выносные охладители конденсата представляют поверхностные камерные теплообменники со смешанной или перекрестной схемой движения теплоносителей вертикального или горизонтального типа. Маркировка вертикальных охладителей состоит из букв и числа, например ОВ-320, где ОВ – охладитель вертикальный; число – поверхность теплообмена, м^2 . В заводском исполнении выпускается только один горизонтальный охладитель конденсата ОКГ-500-2,3-1,5-IA, где ОКГ – охладитель конденсата горизонтальный; первое число – поверхность теплообмена, м^2 ; второе и третье числа – пробные давления воды и конденсата, МПа; четвертое число – I или II говорит о том, что во втором случае номинальный расход конденсата в два раза больше; буква А – применение на атомных электростанциях.

Охлаждатели эжекторов представляют трубные пучки, расположенные в корпусе эжектора. Они проектируются совместно с проектированием эжектора.

Сальниковые подогреватели служат для конденсации пара из промежуточных и концевых камер уплотнений турбины. Конструктивно они выполняются камерного типа с вертикальным или горизонтальным расположением корпуса. Вертикальные сальниковые подогреватели конструктивно выполняются как поверхностные ПНД, а горизонтальные – как горизонтальные сетевые подогреватели. В маркировке этих подогревателей ставятся буквы ПС – подогреватель сальниковый и число, обозначающее поверхность теплообмена, например ПС-100, кроме этого могут стоять числа, обозначающие модификацию, например ПС-50-1, или пробные давления воды и пара, например ПС-300-3,3-0,025.

Для охлаждения пара из концевых камер уплотнений турбины часто применяют эжекторы уплотнений ЭУ и холодильники эжекторов ХЭ, в которых теплообменники совмещены с эжекторами.

В качестве конденсаторов-испарителей обычно используются подогреватели низкого давления или сетевые подогреватели.

Сетевые подогреватели служат для подогрева сетевой воды, используемой для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения тепловых потребителей. Небольшие сетевые подогревательные установки с тепловой производительностью 10...20 МВт устанавливаются практически на всех ГРЭС, где используются для отопления пристанционных жилых поселков. На отопительных ТЭЦ, снабжающих теплотой города и городские районы, применяют более крупные вертикальные или горизонтальные сетевые подогреватели.

Качество сетевой воды значительно ниже качества питательной воды и конденсата турбин. В ней могут присутствовать продукты коррозии, соли жесткости и другие примеси. Попадание сетевой воды в конденсат греющего пара недопустимо, поэтому обеспечение высокой гидравлической плотности сетевых подогревателей является важной задачей конструкторов. Наличие примесей в сетевой воде и возможность их отложения на поверхностях нагрева исключают применение в сетевых подогревателях гнутых трубок, не допускающих внутреннюю чистку.

В зависимости от температурного графика теплосети подогрев воды в сетевых подогревателях осуществляется от 40...70 до 70...120 °С, в связи с чем в них используется в большинстве режимов пар отборов с давлением ниже атмосферного. Это предъявляет требование к высокой воздушной плотности сетевых подогревателей и вызывает необходимость постоянного удаления воздуха и неконденсирующихся газов из зоны теплообмена.

Контрольные вопросы

1. Когда ПВД выполняются коллекторного типа?
2. В чем недостатки коллекторных ПВД?
3. Почему давление воды в пароводяном подогревателе должно быть больше давления пара?
4. Почему в поверхностных подогревателях пар пускают в межтрубное пространство?
5. Почему подогреватели камерного типа не применяются при давлениях воды выше 10 МПа?
6. Почему в подогревателях поверхностного типа требуется эффективный отвод паровоздушной смеси?
7. В чем достоинства смешивающих подогревателей?
8. Почему смешивающие подогреватели устанавливаются только на последних отборах турбины?
9. Для чего устанавливают пароохладители и охладители конденсата?
10. Для чего в тепловой схеме ПТУ устанавливают сальниковые подогреватели?
11. Почему в сетевых подогревателях не применяют гнутых трубок?
12. Почему у сетевых подогревателей требуется высокая гидравлическая и воздушная плотность?

2. КОНСТРУКЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Главным изготовителем ПВД в стране для турбоустановок ТЭС и АЭС является ПО «Красный котельщик» Таганрогского котельного завода (ТКЗ).

Конструктивно все выпускаемые на ТКЗ ПВД представляют собой вертикальный аппарат сварной конструкции коллекторного типа с поверхностью теплообмена, набранной из свитых в спирали гладких труб, приваренных к вертикальным раздающим и собирающим коллекторным трубам.

Каждый из подогревателей рассчитан на тепловые потоки и параметры, определяемые тепловым балансом соответствующих отборов паровой турбины.

По принципу использования тепла греющей среды при подогреве питательной воды поверхность теплообмена ПВД делится на следующие зоны:

- ОП – охладитель перегретого пара с конвективным теплообменом при охлаждении перегретого пара, т. е. с температурой стенки труб выше его температуры насыщения при давлении в данной зоне;
- СП – собственно подогреватель с теплообменом при конденсации греющего пара;
- ОК – охладитель конденсата с конвективным теплообменом при охлаждении конденсата греющего пара.

Все три зоны, практически всегда, расположены в одном корпусе ПВД. К аппарату подводятся и отводятся потоки нагреваемой питательной воды, подаваемой питательным насосом из деаэратора или предыдущего ПВД, греющего пара из отборов турбины и конденсата этого пара. Слив конденсата греющего пара в группе ПВД осуществляется по каскадной схеме в деаэратор.

Основными узлами подогревателя является корпус и трубная система.

На рис. 2.1 показана конструкция подогревателя ПВ-1600.

Корпус ПВД состоит из верхней съемной части, свариваемой из цилиндрической обечайки с фланцем и эллиптической крышкой и нижней несъемной части (днище, фланец, опора).

Все элементы корпуса обычно выполняются из качественной углеродистой стали Ст20К или низколегированной стали 09Г2С. Фланец парового штуцера (при верхнем подводе пара) и паровая труба (при ниж-

нем подводе) в случае повышенной температуры греющего пара выполняются из легированной стали 12Х1МФ.

Нижняя часть корпуса составляет единый сварной узел с трубной системой, состоящей из вертикальных коллекторов и приваренных к ним горизонтальных спиральных труб.

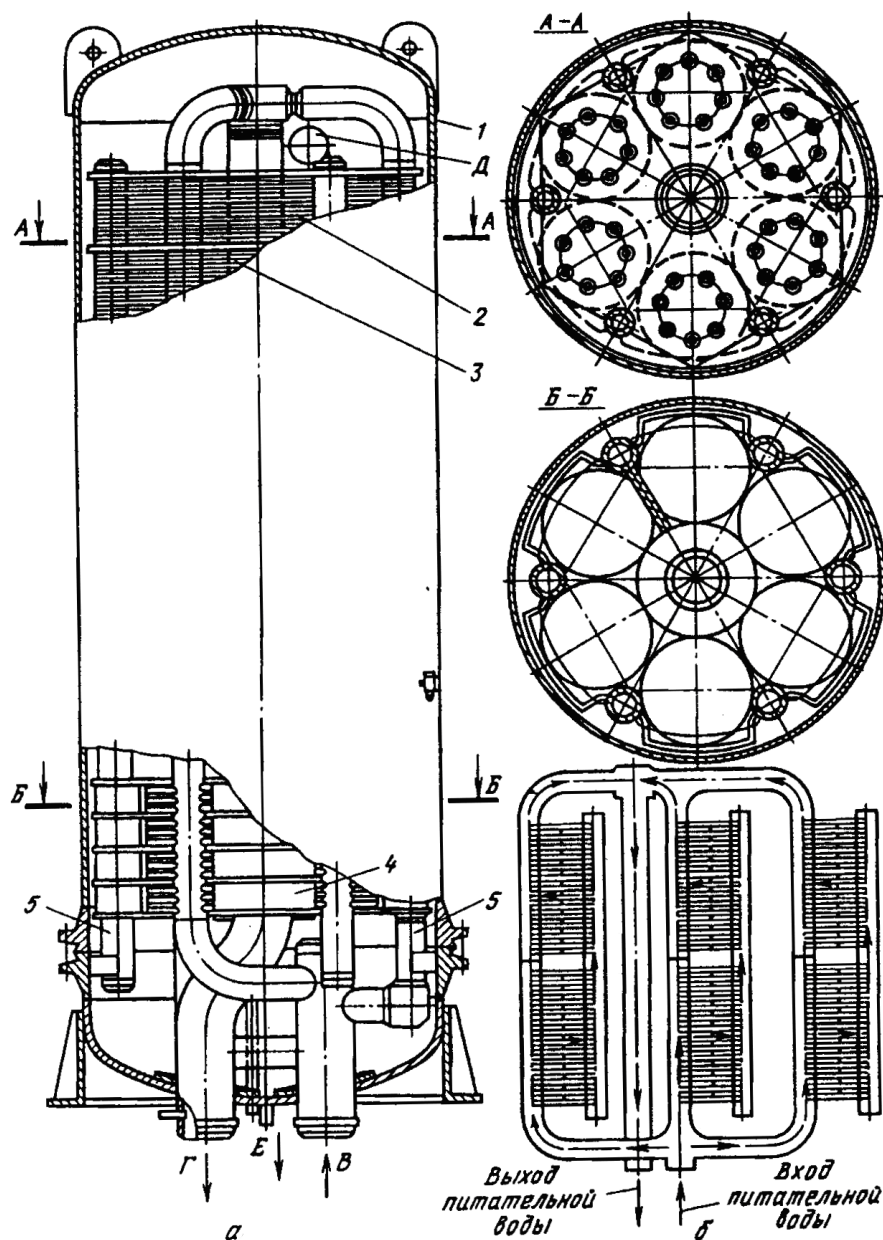


Рис. 2.1. Подогреватель высокого давления ПВ-1600:

а – общий вид; *б* – схема движения воды в трубной системе; 1 – корпус; 2 – спираль; 3 – перегородки в трубной системе; 4 – охладитель конденсата; 5 – коллектор; В – вход воды; Г – выход воды; Д – вход греющего пара; Е – отвод конденсата; А-А – разрез над перегородкой в зоне СП; Б-Б – разрез в зоне ОК

В конструкцию трубной системы выпускаемых ПВД входят четыре или шесть коллекторных труб, одна половина которых является распределяющими коллекторами, а другая – собирающими. Соединение коллекторных труб с подводящими и отводящими воду патрубками осуществляется в нижней части подогревателя с помощью специальных развилки и тройников.

Трубная система набирается из одно- или двухплоскостных спиралей, которые располагаются в горизонтальной плоскости или под углом $8...10^\circ$ к горизонту. На рис. 2.2 показаны типы спиралей, из которых набирается поверхность теплообмена ПВД.

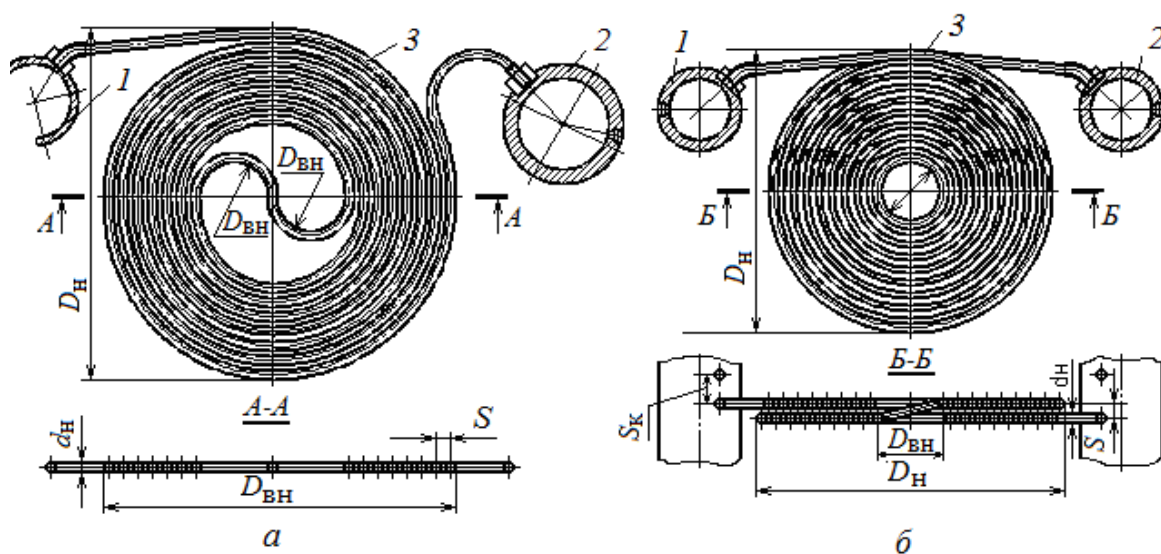


Рис. 2.2. Типы спиралей:

a – одноплоскостная; *б* – двухплоскостная; 1, 2 – коллекторы; 3 – спираль; D_H , D_{BH} – наружный и внутренний диаметры спирали; d_H – наружный диаметр трубки; S – шаг навивки и шаг между плоскостями; S_K – шаг между спиралями

Одноплоскостные спирали более предпочтительны, т. к. уменьшают высоту подогревателя, улучшают условия монтажа и ремонта трубной системы, а также позволяют улучшить заполнение объема корпуса. Одноплоскостные спирали применяются при длине трубы не больше 20 м. Скорость воды в спиральных трубах принимают $1,6...1,9$ м/с. Уменьшение скорости ведет к ухудшению теплообмена и увеличению числа труб и высоты подогревателя, а увеличение – к ускорению эрозионного износа труб, особенно в местах повышенной кривизны. Длины труб и скорости воды в трубах ОП и ОК могут отличаться как между собой, так и от СП.

Между спиральными трубными элементами в зоне СП подогревателя через 8–12 рядов плоскостей навивки устанавливают горизонтальные перегородки, предназначенные для сбора и отвода стекающего

с труб конденсата греющего пара и организации направленного движения пара в трубной системе. Перегородки приваривают к коллекторам, что упрочняет трубную систему. Слив конденсата с перегородок производится от центра к периферии в щель между перегородкой и корпусом подогревателя.

Все элементы трубной системы, работающие под давлением, изготовлены из стали 20. Для изготовления спиралей ПВД, в зависимости от давления питательной воды, применяются трубы размерами 22×3,5; 32×4; 32×5; 32×6 мм. Спиральные элементы в зонах ОП и ОК располагаются в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создается организованное движение потоков пара и воды. Пар или конденсат последовательно в один или два потока проходят через кожухи, что повышает их скорость движения в межтрубном пространстве и увеличивает коэффициент теплоотдачи. Пример схем движения пара и конденсата в разных зонах ПВД показан на рис. 2.3 и 2.5.

Наличие зоны ОП в верхней части трубной системы, а также конструкция подвода пара к нему обеспечивают работу корпуса, включая фланцевый разъем, при температуре, близкой к температуре насыщенного греющего пара.

После входного патрубка поток питательной воды разветвляется по раздающим коллекторам. Диафрагмы, установленные на этих коллекторах, разделяют потоки в зоне ОК и ОП. После нагрева части потока в зоне ОК происходит смешение его с основными потоками питательной воды, прошедшими через отверстия в диафрагмах. По спиральным трубным элементам поверхности теплообмена зоны СП питательная вода проходит в собирающие коллекторы, откуда одна часть поступает в выходной патрубок аппарата, а другая, пройдя параллельно спиральные трубные элементы зоны ОП, поступает в сливную трубу и затем смешивается с основным потоком перед выходом из подогревателя.

Греющий пар подводится в корпус подогревателя через паровой штуцер. Если нет охладителя пара, то пар подводят непосредственно в корпус подогревателя (рис. 2.1). При наличии охладителя пара пар может подводиться сверху (рис. 2.3) и снизу (рис. 2.4). При верхнем подводе пара уменьшается длина паровой трубы, но требуется специальный узел для ввода пара в подогреватель, который требует разборки при ремонте подогревателя. При нижнем подводе узел ввода пара не нужен, но паровую трубу, проходящую через зону ОК, необходимо помещать в отдельный кожух, защищающий ее от переохлаждения конденсатом в области нижнего днища.

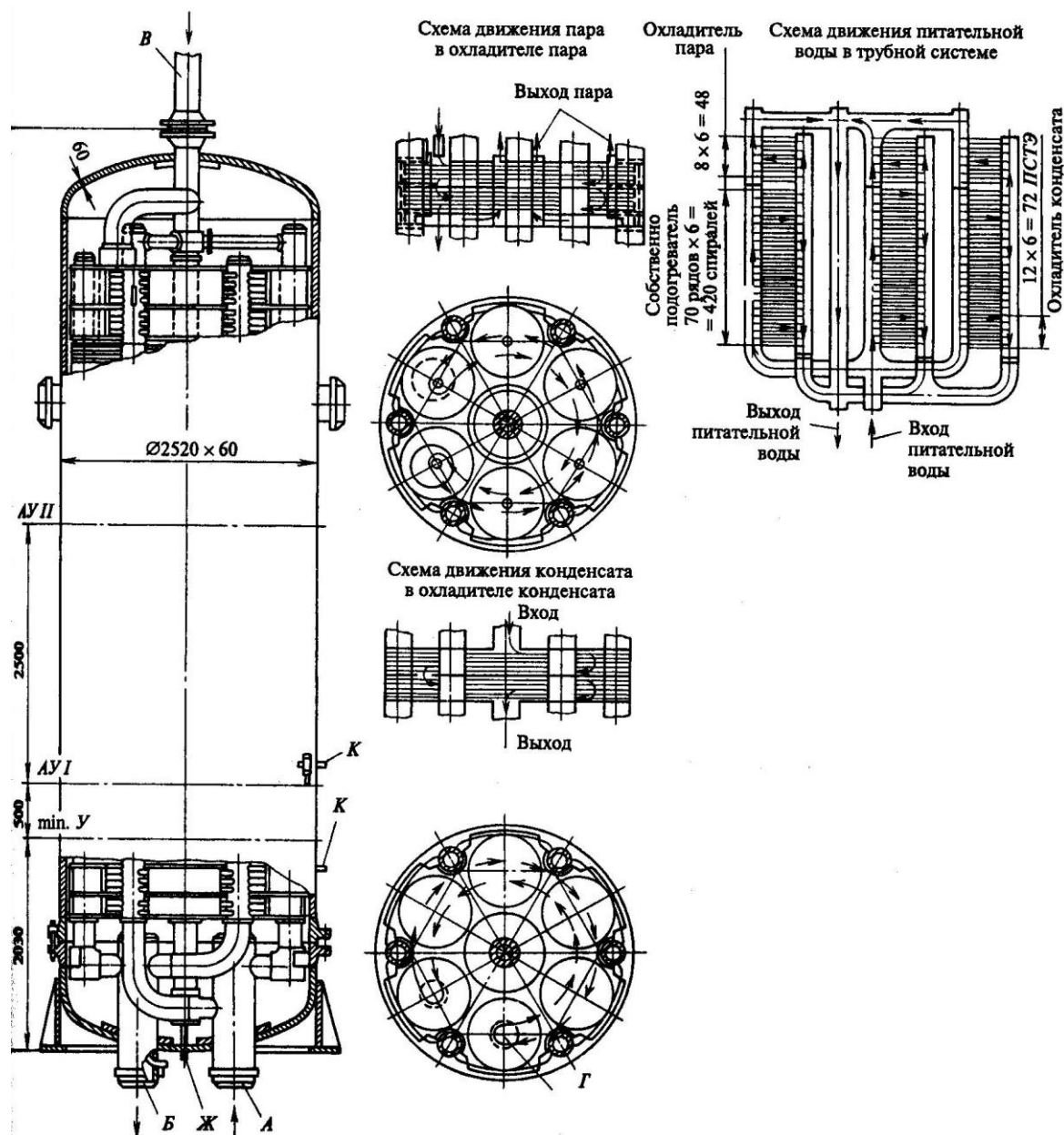
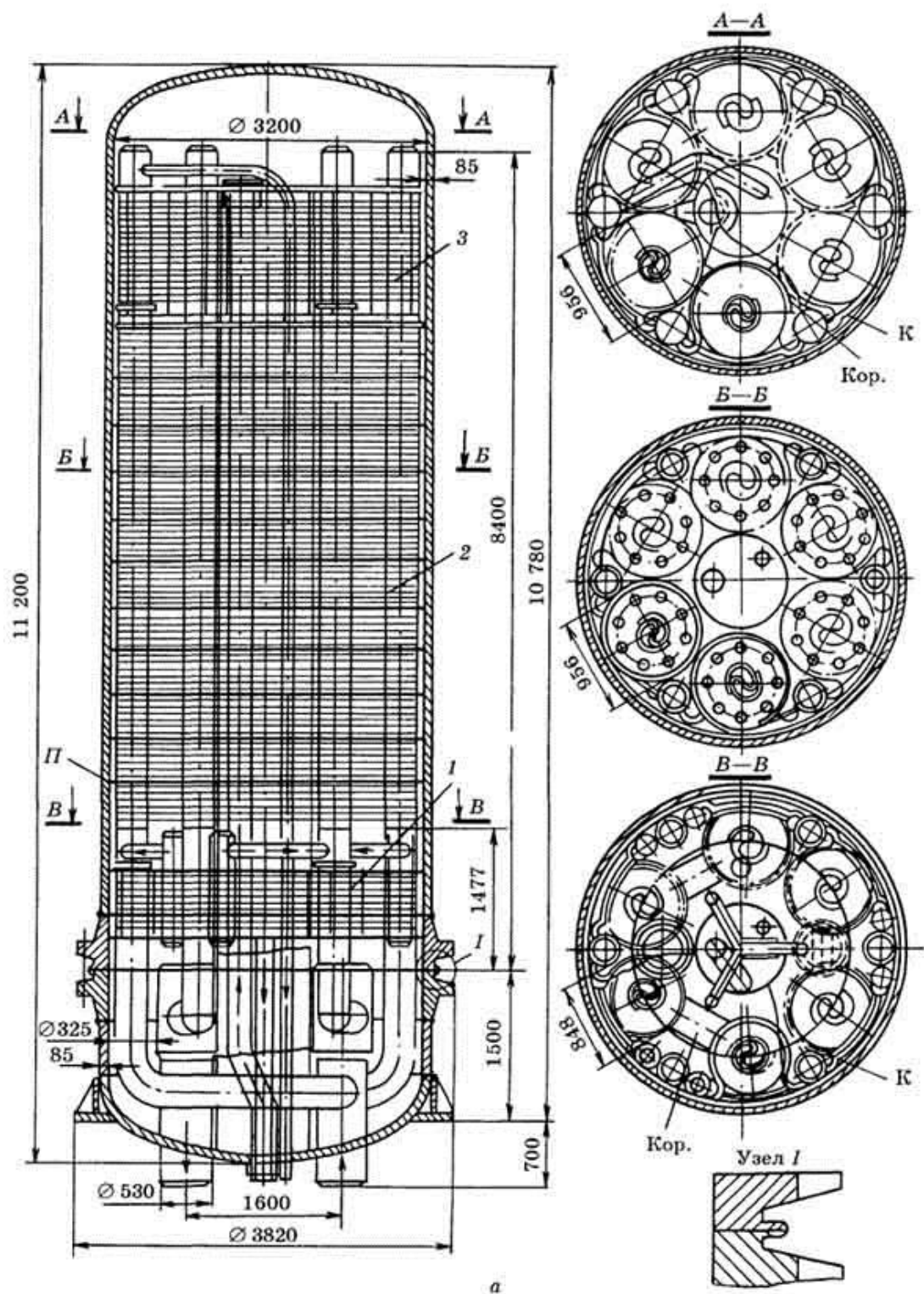


Рис. 2.3. ПВД с верхним подводом пара и схемы движения воды пара и конденсата: А, Б – подвод и отвод воды; В – подвод пара; Г – движение конденсата в кожухе; Ж – отвод конденсата; К – импульсные трубки измерения уровня конденсата; min. У – минимальный уровень конденсата; АUI – аварийный уровень 1-го предела; АUII – аварийный уровень 2-го предела

В кожухе зоны ОП перегретый пар в несколько ходов омывает трубный пучок и снимает тепло перегрева, а затем поступает в зону СП и распределяется по всей ее высоте. Конденсат пара с помощью перегородок в этой зоне отводится за пределы трубного пучка и вдоль стенок корпуса стекает в нижнюю часть, где расположена зона ОК. Неконден-

сирующиеся газы отводятся в подогреватель с более низким давлением по специальной трубе, установленной в зоне СП над верхним днищем кожуха зоны охлаждения конденсата.



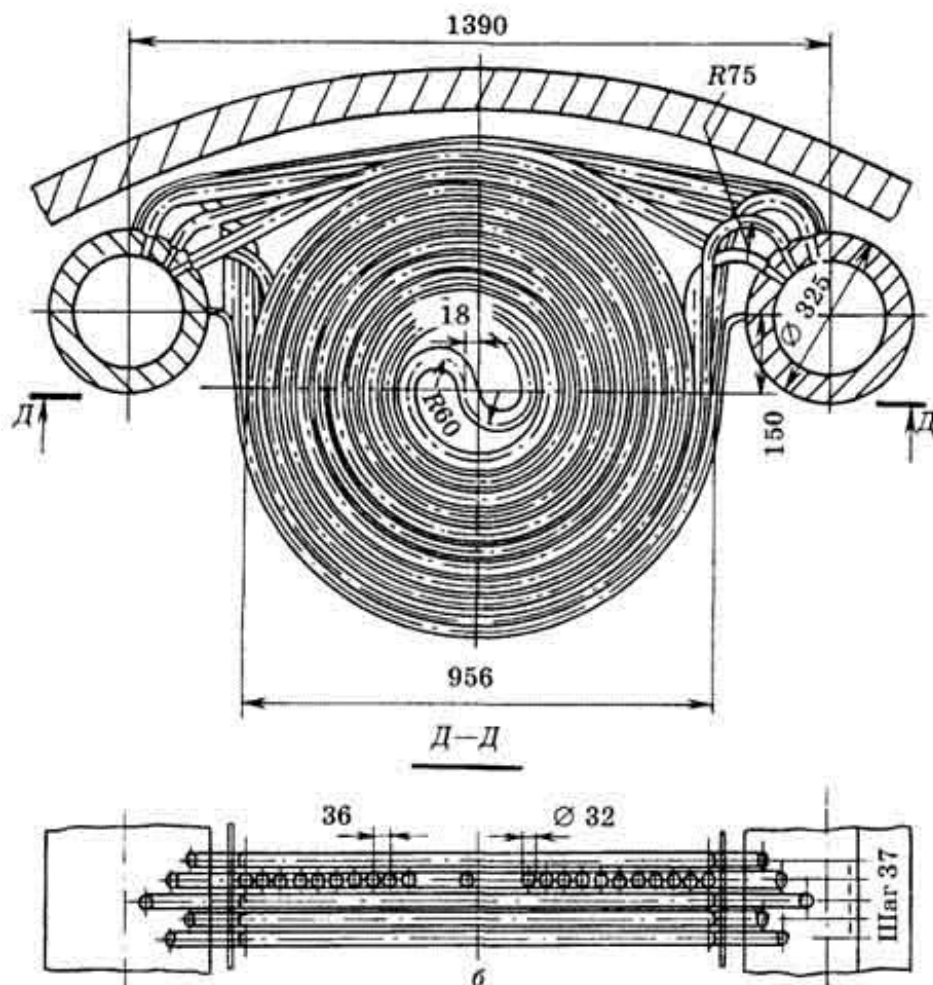


Рис. 2.4. Конструкция ПВД турбины К-500-24

с нижним подводом пара и крепление спиралей к коллекторам:

а – разрезы ПВД; *б* – крепление спиралей к коллекторам; 1 – охладитель дренажа; 2 – собственно подогреватель; 3 – охладитель пара; К – кожух секций ОП и ОК; П – перегородка СП; Кор. – перепускной короб

Для изготовления ПВД применяются углеродистые и низколегированные стали. Детали, работающие под давлением, изготавливают из качественных сталей марок 10, 20, 20К, 09Г2С, 15ГС и 16 ГС.

Во фланцевом разьеме устанавливается мембранное уплотнение (рис. 2.4, *а*, узел I). Мембраны толщиной 6...10 мм и шириной 50 мм вырезаются из листов стали и привариваются к обоим фланцам. После сборки фланцевого соединения мембраны сваривают между собой, что обеспечивает полную плотность фланцевого соединения. При необходимости ремонта подогревателя сварной шов мембран срезают. Мембран обычно хватает на 3–4 ремонта, после чего их необходимо заменить новыми.

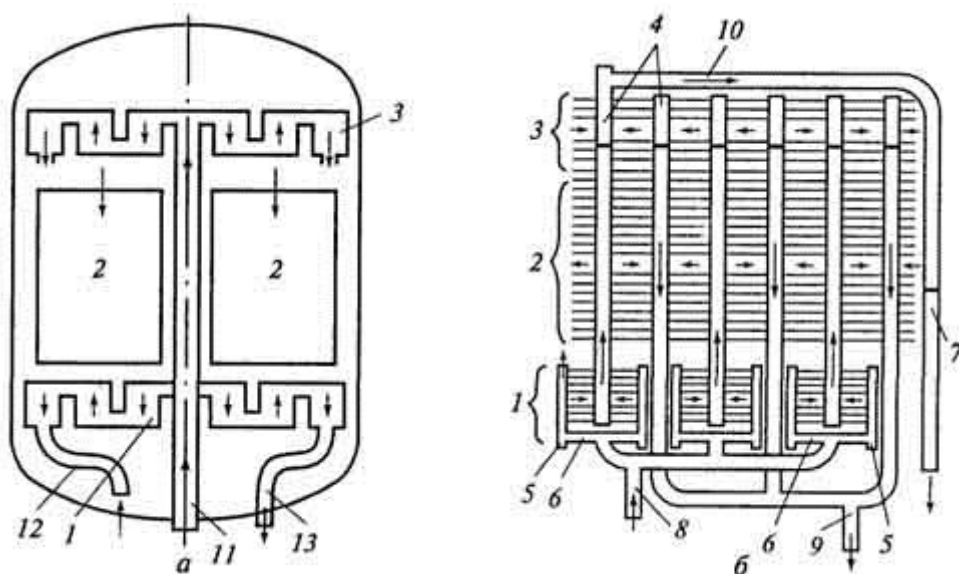


Рис. 2.5. Схемы движения потоков пара и конденсата (а),
питательной воды (б) в ПВД:

1–3 – соответственно поверхности ОК, СП и ОП; 4 – коллекторы питательной воды; 5 – коллекторы ОК; 6 – перепускные трубы; 7 – ограничительные шайбы; 8, 9 – вход питательной воды и ее выход; 10 – отвод воды из ОП; 11 – подвод пара; 12 – вход конденсата; 13 – отвод конденсата

Помимо коллекторно-спиральных подогревателей высокого давления имеют место камерные ПВД с U-образными трубами малого диаметра (16 мм). Но их применение для отечественных турбин сверхкритических параметров с давлением воды 20...38 МПа весьма проблематично в связи с технологическими трудностями изготовления трубных досок большой толщины (более 0,5 м).

Применение двухподъемной бездеаэрационной тепловой схемы со снижением давления питательной воды в ПВД до 10...12 МПа позволяет решить эту проблему и реализовать компактную, надежную и экономичную систему горизонтальных камерных ПВД, размещенных попарно в общих корпусах. На рис. 2.6 показан общий вид разработанного «Урал-ВТИ» горизонтального двухкамерного ПВД для турбины мощностью 500 МВт.

Поверхность теплообмена горизонтальных ПВД камерного типа представляет собой два раздельно направленных в противоположные стороны U-образных трубных пучка. В центре корпуса расположена общая цилиндрическая водяная камера с двумя трубными досками. С помощью горизонтальной перегородки водяной камеры образуются два хода питательной воды по трубкам каждой части ПВД.

Греющий пар поперечным потоком омывает горизонтально расположенные трубки и конденсируется на их поверхности.

Конденсат пара отводится в кожух охладителя конденсата, выделенного в нижней части трубных пучков, где передает теплоту питательной воде при продольно-встречном омывании трубок.

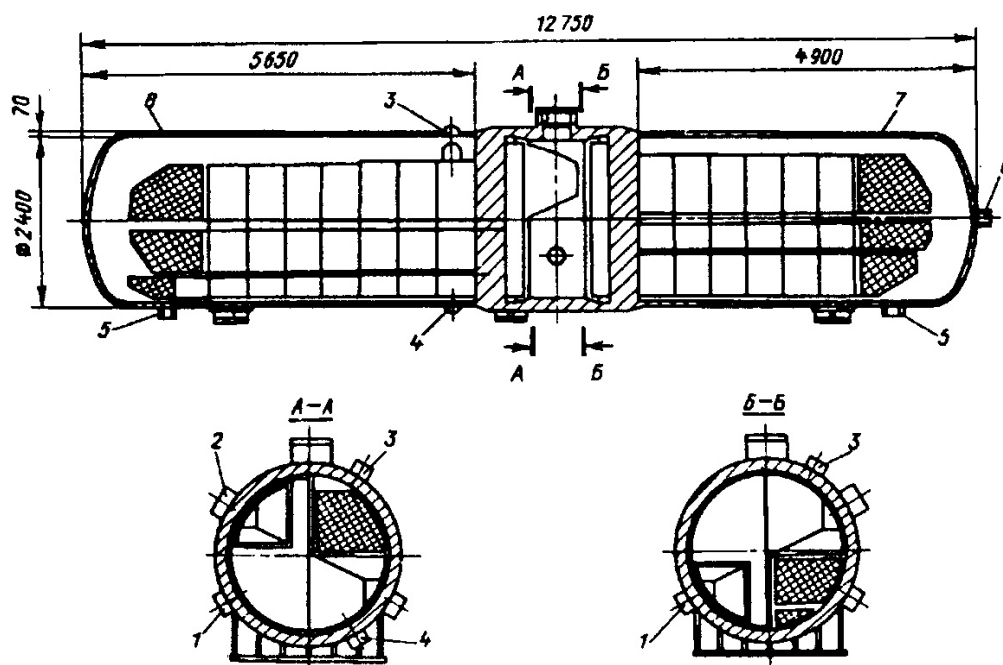


Рис. 2.6. Совмещенные подогреватели высокого давления ПВД-7Б и ПВД-8 турбины мощностью 500 МВт:

1 – вход питательной воды; 2 – выход питательной воды; 3 – подвод пара; 4 – выход конденсата; 5 – аварийный сброс конденсата; 6 – подвод конденсата из ПВД-8; 7 – ПВД-7Б; 8 – ПВД-8

В одном корпусе размещены два подогревателя: ПВД-8, в который поступает пар из первого отбора турбины, и ПВД-7Б, в который поступает половина расхода пара из второго отбора турбины. Подогреватели рассчитаны на давление питательной воды 9,1 МПа при расходе ее в ПВД-8 1650 т/ч, а в ПВД-7Б – 825 т/ч. Масса этого аппарата – 115 т, поверхность теплообмена выполнена из труб 16×4 мм, материал труб – сталь 0,8Х14МФ или 12Х12Н10Т.

Для блоков 200 МВт тепловых электростанций с конденсационными турбинами ПВК-200, К-200-13, К-210-13, К-215-13, К-225-12,8 специалистами «Урал-ВТИ» и «ЗиО» разработан типовой ряд ПВД горизонтального типа с теплообменной поверхностью из U-образных труб диаметром 16 мм со встроенным охладителем конденсата и охладителем пара, включенным по схеме Виолена (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Характеристики горизонтальных ПВД для блоков 200 МВт

Параметры	Аппарат 1		Аппарат 2	
	ПВД-1	ПВД-2А	ПВД-2Б	ПВД-3
Номинальный расход питательной воды, т/ч	200	100	100	200
Давление питательной воды, МПа	20,0	19,8	19,8	19,6
Температура питательной воды на входе, °С	165,0	182,9	182,9	221,4
Температура питательной воды на выходе, °С	182,9	221,4	221,4	246,0
Расход греющего пара, т/ч	6,3	7,0	7,0	10,2
Расчетное давление греющего пара (изб.), МПа	2,6	2,6	2,6	4,3
Температура греющего пара на входе, °С	468	343	343	396
Температура греющего пара на выходе, °С	173	191	191	229
Недогрев питательной воды при номинальном расходе основного конденсата (не более), °С	3,5	1,5	1,5	-0,6
Полная площадь поверхности теплообмена, расчетная (конструктивная), м ² :				
– общая;	670	386	386	764
– зоны ОП;	80	41	41	88
– зоны ОК	52	41	41	37
Масса подогревателя, кг (при монтаже)	63723		64420	

Применение камерной конструкции ПВД позволило снизить гидравлическое сопротивление подогревателя по воде и за счет этого повысить экономичность турбоустановки. Кроме того, у этих подогревателей более высокие показатели по металлозатратам и компактности.

Замена коллекторно-спиральных ПВД на камерные позволяет решить ряд принципиальных проблем:

- исключить узел безштуцерной приварки спиральных змеевиков к коллекторам, которые являются источником массовых дефектов;
- существенно (до 30 %) снизить вес и уменьшить габариты;
- снизить загрязненность воды продуктами коррозии при замене материала труб на нержавеющую сталь;
- сократить ручной труд при сварочных работах и их объем, упростить сборку и ремонт трубных систем.

Контрольные вопросы

1. Для чего паровую трубу при нижнем подводе пара в ПВД помещают в кожух?
2. В чем достоинство одноплоскостных спиралей?
3. Почему в спиралях коллекторных ПВД скорость воды должна быть меньше 2 м/с?
4. Для чего в ОП и ОК спирали помещают в кожухи?
5. Как организуют движение пара и конденсата в ОП и ОК?
6. Как отводится конденсат пара из зоны СП?
7. Каким образом распределяют воду между зонами СП и ОК?
8. Как из ПВД отводятся неконденсирующиеся газы?
9. Для чего в ПВД применяется мембранное уплотнение?
10. Когда можно применять ПВД камерного типа?
11. В чем достоинства объединения двух камерных подогревателей в одном корпусе?
12. В чем преимущества ПВД камерного типа по отношению к коллекторным ПВД?

3. КОНСТРУКЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

3.1. ПНД поверхностного типа

Система регенерации низкого давления выполняется преимущественно однопоточной, с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных подогревателей низкого давления. Давление воды в трубных системах ПНД определяется полным напором, развиваемым конденсатными насосами.

Основной поверхностью теплообмена во всех ПНД является зона конденсации пара СП. В зависимости от величины перегрева пара, необходимости переохлаждения его конденсата и конструктивной схемы аппарата в одном корпусе ПНД могут быть встроены дополнительно к СП зоны охлаждения пара и охлаждения конденсата.

Охладители пара устанавливаются только в ПНД, использующих высокотеплоперегретый пар. Охладитель пара выполняется в виде отдельного пучка труб, смонтированного в специальном кожухе, и размещается в центральной или боковой части подогревателя. Боковое расположение ОП более целесообразно, так как облегчает проведение осмотров и ремонтных работ.

Трубная система подогревателей низкого давления выполняется из U- или П-образных трубок.

Наиболее часто в кожухотрубных подогревателях камерного типа применяют трубы с наружным диаметром d_n и толщиной стенки S следующих размеров: 17×1; 22×2; 25×2; 32×2,5; 38×2,5; 44,5×3; 51×3,5; 57×3,5 мм.

В промышленных теплообменниках редко применяют трубы наружным диаметром менее 17 мм. Чаще всего устанавливают трубы наружным диаметром 22, 25, 32 и 38 мм (последние два размера относятся к стальным трубам).

Для загрязненных жидкостей применяют трубы наружным диаметром 44,5; 51 и 57 мм.

Для аппаратов с трубными досками в первую очередь решают вопрос о размещении труб в подогревателе. Размещение труб в трубной доске производится либо по вершинам равносторонних треугольников (ромбический пучок), либо по концентрическим окружностям (рис. 3.1). Ромбическая разбивка осуществляется по периметрам правильных шестиугольников. Шаг между центрами труб t определяется из соотношения

$t = (1,25 \dots 1,35) d_{\text{н}}$. Для многоходовых аппаратов в трубных досках планируют также участки под перегородки и анкерные связи.

При размещении N труб по периметру правильных шестиугольников число шестиугольников m можно определить по выражению

$$m = \frac{\sqrt{12N - 3} - 3}{6}. \quad (3.1)$$

При числе окружностей m можно разместить N^* труб:

$$N^* = 1 + 3m + 3m^2. \quad (3.2)$$

Если $N \leq N^*$, то выбирается способ расположения труб на трубной доске по концентрическим окружностям. При $N > N^*$ выбирается ромбическая схема расположения труб на трубной доске (по шестиугольникам).

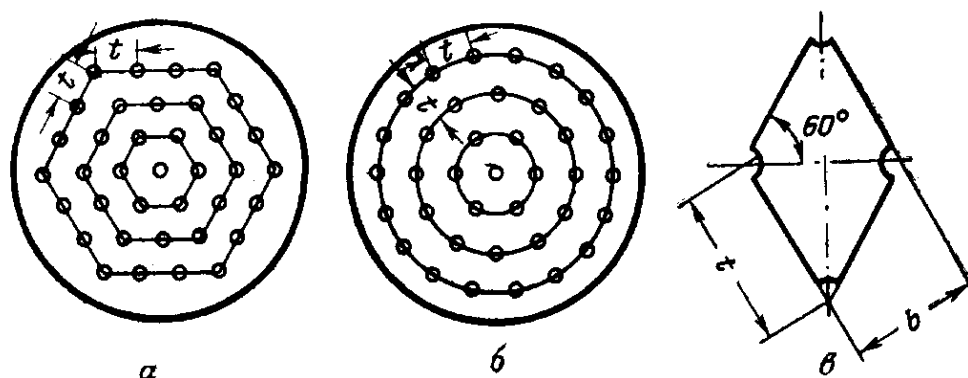


Рис. 3.1. Схемы разбивки трубной решетки по шестиугольникам (а) и по концентрическим окружностям (б); мостик между трубами (в)

При $m > 6$ сегменты между краем трубной решетки и сторонами наружного шестиугольника желательно заполнять трубами.

Размещение труб по концентрическим окружностям производится так, чтобы был выдержан радиальный шаг (t), т. е. расстояние между окружностями, и примерно такой же шаг между центрами труб по окружности. Кольцевой зазор между крайними трубами и корпусом принимается обычно 6...10 мм. Для аппаратов с приварными и зажатými между фланцами трубными досками кольцевой зазор принимается минимальным, но не менее 6 мм. В аппаратах с плавающей водяной камерой зазор определяется конструкцией и формой фланца плавающей камеры, а в аппаратах с поперечными перегородками в межтрубном пространстве – из условия оптимальной скорости протекания теплоносителя через него.

Концы труб в трубной доске закрепляют вальцовкой или сваркой (рис. 3.2).

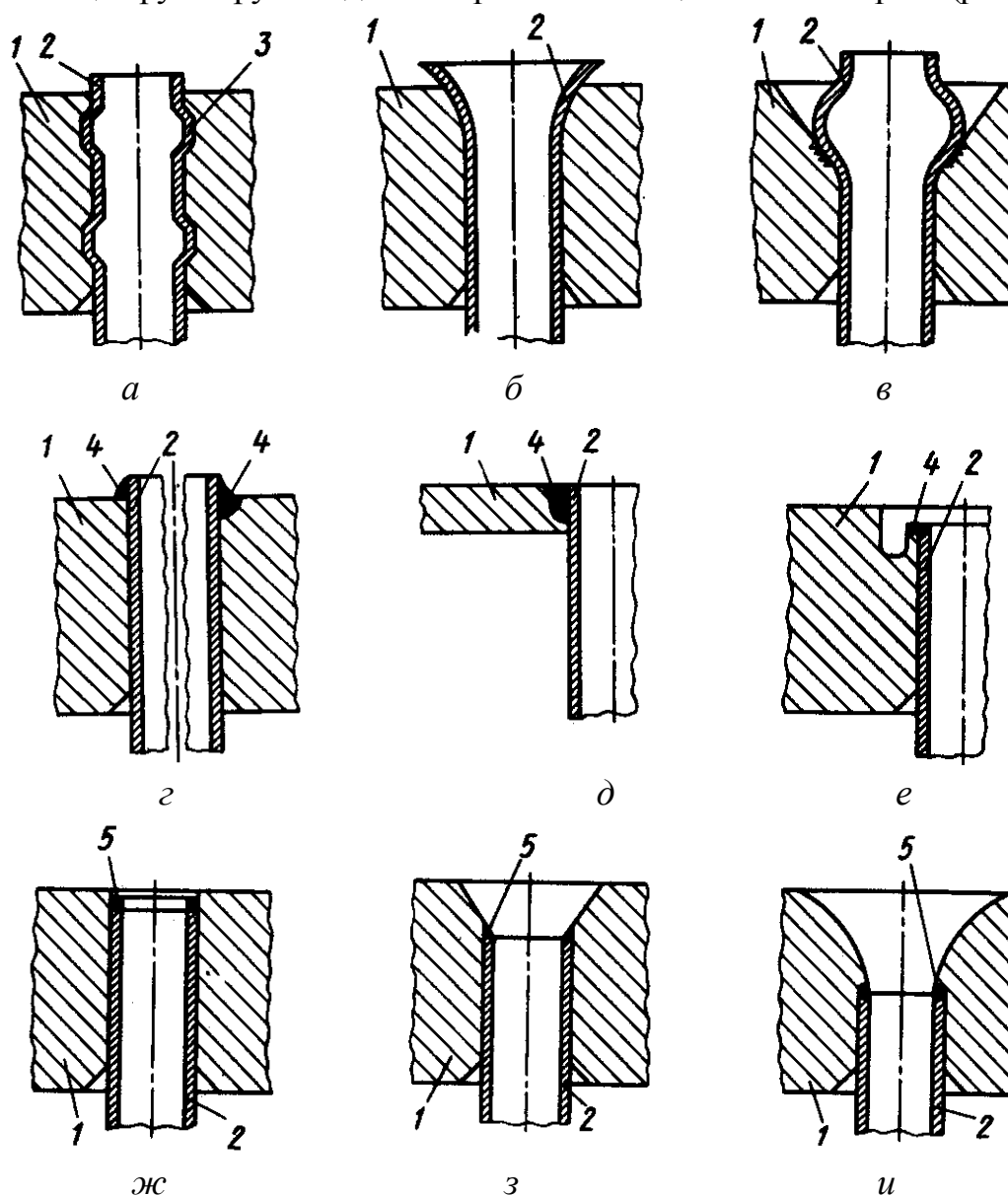


Рис. 3.2. Способы закрепления концов труб в трубной решетке:

а – вальцовка при использовании двух кольцевых расширительных канавок в трубной решетке; *б* – коническая развальцовка входного участка; *в* – взрывом; *г* – сварка со швом и валиком с канавкой; *д* – сварка со швом канавкой; *е* – сварка с зубчатым швом; *ж* – автоматическая сварка плотным швом без раззенковки отверстий; *з* – автоматическая сварка с конической раззенковкой в трубной решетке с наружной стороны; *и* – автоматическая сварка с плавно очерченным входным участком

Выбор способа крепления труб производится исходя из следующих соображений.

Наиболее распространенным способом крепления труб 2 в отверстиях трубных досок 1 является вальцовка – соединение, образующееся

в результате деформации трубы в радиальном направлении под действием силы, создаваемой вальцовочным инструментом. Для обеспечения осевой прочности пучка в отверстиях трубных досок 1 выполняют как минимум две кольцевые расширительные канавки 3 шириной 2...3,5 мм и глубиной 0,4...1 мм (рис. 3.2, а). При конической развальцовке входного участка труб 2 снижается коэффициент местного сопротивления, а следовательно, вероятность эрозии на этом участке ввиду предотвращения отрыва потока на входной кромке (рис. 3.2, б).

Передовой технологией закрепления труб является их взрывное вальцевание, при котором взрывной заряд подрывается внутри трубы в толще трубной решетки (рис. 3.2, г). С помощью детонатора заряд подрывается, энергия взрыва затрачивается на деформацию трубы в радиальном направлении, в результате чего даже толстостенные трубы образуют с трубной доской весьма прочное соединение, которое трудно получить обычной вальцовкой. При этом требование к геометрии трубы и отверстия существенно снижаются, что позволяет использовать способ взрывного вальцевания при ремонте труб.

Если трубы подвержены вибрации, циклическому нагреву, большим перепадам давления или на концах труб может возникнуть тепловой удар, то концы труб следует приваривать к трубной доске. Шов 4 может быть утопленным, валиком и валиком с канавкой (рис. 3.2, д), канавкой (применяется при тонких трубных досках), а также зубчатым (рис. 3.2, е). Сваривать лучше толстостенные трубы или трубы аппаратов, работающих в напряженных условиях. В этих случаях рекомендуются сварка взрывом. Этот способ закрепления труб отличается от взрывной вальцовки мощностью заряда, требует конической раззенковки отверстия трубной решетки с наружной стороны и большой высоты выступающей части трубы над трубной доской.

Сварной шов любого типа постоянно находится под эрозионно-коррозионным воздействием, поэтому в процессе длительной эксплуатации может произойти разуплотнение труб. В связи с этим на отечественных предприятиях освоен способ вальцовки с автоматической приваркой концов труб к трубным доскам плотным швом 5 (рис. 3.2, ж, з, и). Вальцовочные канавки при этом не выполняются, а соединение характеризуется высокой прочностью.

Внутри водяной камеры устанавливаются перегородки для разделения потока воды на несколько ходов. Существует несколько способов распределения труб по ходам в многоходовом теплообменнике. В крышках двух- и четырехходовых теплообменников ходы могут разделяться параллельными (хордовыми) перегородками (рис. 3.3, а, б) и радиальными (рис. 3.3, в, г).

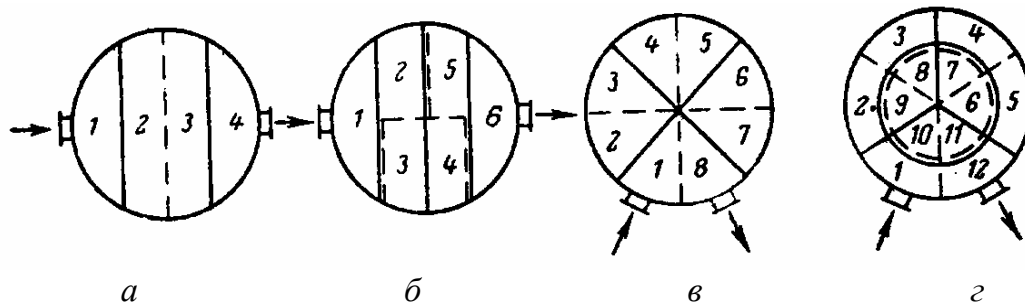


Рис. 3.3. Способы установки перегородок в водяной камере: *а* – четырехходовой с хордовыми перегородками; *б* – шестиходовой; *в* – восьмиходовой с радиальными перегородками; *г* – двенадцатиходовой; сплошными линиями показаны перегородки в верхней (передней) камере, пунктирными – в нижней (задней)

Крышки теплообменных аппаратов могут быть различных форм. На рис. 3.4 представлены основные разновидности крышек теплообменников.

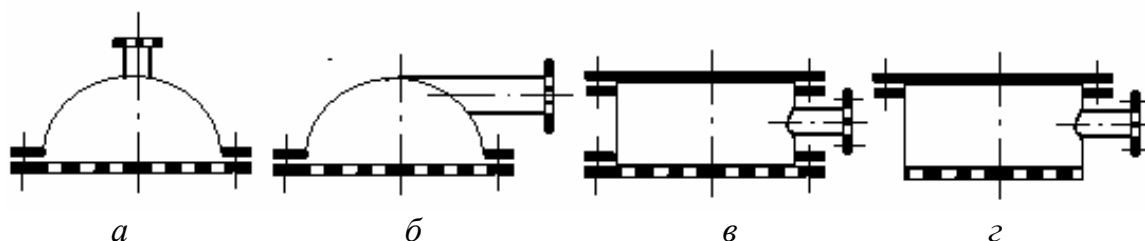


Рис. 3.4. Типы крышек теплообменных аппаратов

Крышка с патрубком, ось которого перпендикулярна плоскости разреза (рис. 3.4, *а*), неудобна тем, что снятие ее с корпуса связано с демонтажем трубопровода. При снятии крышки с боковым патрубком (рис. 3.4, *б*) требуется только отсоединение трубопровода. Съёмное днище крышки (рис. 3.4, *в*) допускает ревизию теплообменника без отсоединения трубопровода. Однако дополнительное фланцевое соединение усложняет конструкцию. Если выполнить крышку с одним соединением выше патрубков (рис. 3.4, *г*), то можно ограничиться одним разъемом, но это менее удобно при смене и развальцовке труб.

В водяной камере необходимо обеспечить плотность мест примыкания перегородок к трубным доскам. Для этого применяются гнезда с паронитовыми или свинцовыми прокладками. На рис. 3.5 показана конструкция уплотнения места прилегания перегородки к днищу водяной камеры с помощью пружинящей разрезной трубы.

Подвод греющего пара осуществляется через паровой патрубок, против которого устанавливают пароотбойный щит, связанный с каркасом трубного пучка. Это обеспечивает снижение эрозии труб, особенно при подводе влажного пара.

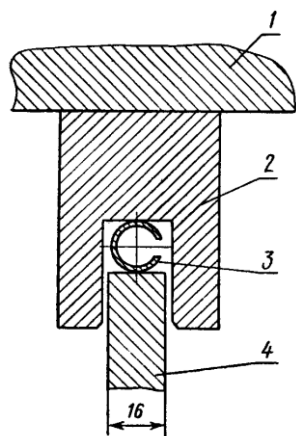


Рис. 3.5. Узел уплотнения перегородки в водяной камере:
1 – крышка камеры (трубная доска);
2 – гнездо; 3 – разрезанная труба;
4 – перегородка

Для повышения надежности и улучшения условий передачи теплоты в корпусе устанавливают перегородки, обеспечивающие отстройку труб от вибрации, сбор и слив конденсата и многоходовое поперечное движение пара.

Для отвода конденсата пара с промежуточных перегородок рекомендуется использовать трубы каркаса трубной системы. Возможные варианты системы сбора и отвода конденсата из отсеков трубного пучка показаны на рис. 3.6.

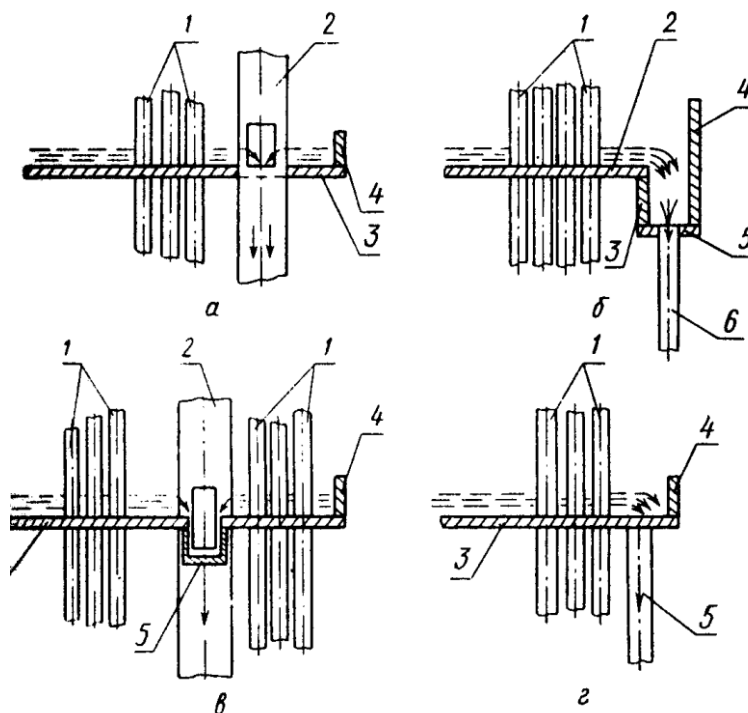


Рис. 3.6. Принципиальные схемы сбора и отвода конденсата греющего пара из отсеков трубных пучков:

а – отвод через трубу каркаса без лотка: 1 – трубы поверхности нагрева; 2 – труба каркаса трубного пучка; 3 – направляющая перегородка; 4 – бортик; *б* – отвод с помощью лотка и дополнительной трубы: 1 – трубы поверхности нагрева; 2 – направляющая перегородка; 3, 4 – бортики; 5 – дно лотка; 6 – отводящая труба; *в* – отвод через трубу каркаса с помощью лотка: 1 – трубы поверхности нагрева; 2 – труба каркаса трубного пучка; 3 – направляющая перегородка; 4 – бортик; 5 – лоток сбора конденсата; *г* – отвод с помощью дополнительной трубы: 1 – трубы поверхности нагрева; 3 – направляющая перегородка; 4 – бортик; 5 – отводящая труба

Отвод конденсата греющего пара производится из нижней части корпуса. Из зоны над уровнем конденсата греющего пара через перфорированную полукольцевую трубу осуществляется отвод неконденсирующихся газов и воздуха.

Для контроля и регулирования уровня конденсата в нижней части корпуса имеются штуцеры присоединения водомерного стекла и импульсных трубок регулятора. Обычно уровень конденсата в корпусе подогревателя не должен превышать 1000 мм.

На рис. 3.7 показана установка на корпусе подогревателя сосуда для подключения дистанционного указателя уровня. Датчики дистанционных указателей уровня, систем сигнализации и защиты подогревателя от переполнения присоединяются к конденсатным сосудам, устанавливаемым на корпусах подогревателя. Пример установки такого бачка показан на рис. 3.8.

На рис. 3.9 показана принципиальная схема регулирования уровня конденсата в корпусах подогревателей поверхностного типа.

Для энергоблоков большей мощности на сверхкритические параметры применение латунных трубок в подогревателе приводит к попаданию в питательную воду оксидов меди и последующему отложению их в проточной части турбин. В связи с этим подогреватели оснащаются трубками из нержавеющей стали (например, 1Х18Н10Т). Основные узлы таких подогревателей унифицированы. В этих подогревателях трубная доска вваривается в корпус ниже разъема присоединения водяной камеры.

Патрубки подвода и отвода воды в современных ПНД присоединяют к корпусу ниже фланцевого разъема присоединения водяной камеры, что существенно улучшает обслуживание и ремонт. Внутри водяной камеры применяются специальные устройства для установки анкерных связей.

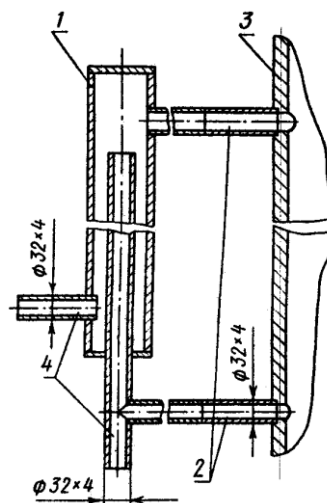


Рис. 3.7. Узел установки на корпус подогревателя сосуда для подключения дистанционного указателя уровня:
1 – сосуд; 2, 4 – импульсные линии; 3 – корпус

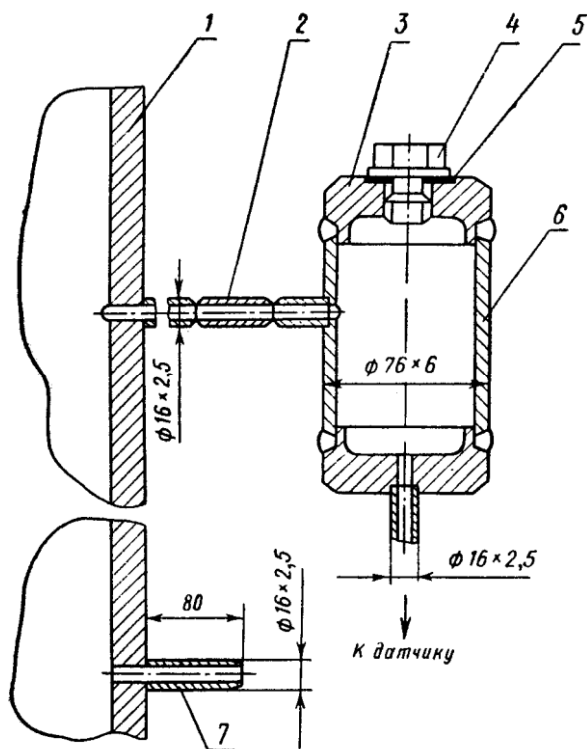


Рис. 3.8. Схема установки сосуда для подключения устройства сигнализации о положении уровня в корпусе подогревателя:
1 – корпус; 2, 7 – импульсные линии;
3 – крышка; 4 – болт; 5 – шайба;
6 – сосуд

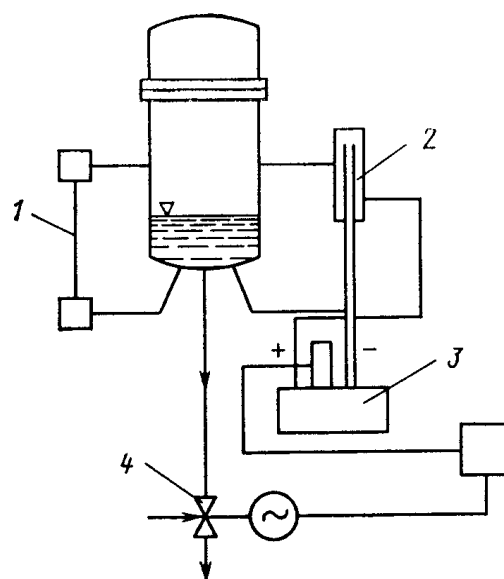


Рис. 3.9. Схема регулирования уровня конденсата в корпусах подогревателей низкого давления:
1 – водоуказательное стекло;
2 – уравнильный сосуд;
3 – дифманометр;
4 – регулирующий клапан

При проектировании теплообменных аппаратов не всегда удается за счет установки перегородок устранить опасную вибрацию труб. В эксплуатации вибрационную надежность трубных пучков аппаратов можно повысить, например, установкой специальных демпфирующих поясов. Пояса представляют собой двухрядную ленточную обвязку рабочих труб (рис. 3.10). Концы лент 3 крепятся специальными зажимами 2 к каркасу трубной системы. В процессе колебания трубы 1 силы трения между трубой и лентой вызывают непрерывное уменьшение энергии системы, снижая амплитуду колебаний, а следовательно, и динамические напряжения в трубном пучке.

Достоинством этого способа являются простота, малая трудоемкость и стоимость, возможность регулирования натяга ленты при ревизиях аппарата, а также небольшое уменьшение площади для прохода пара к поверхности теплообмена.

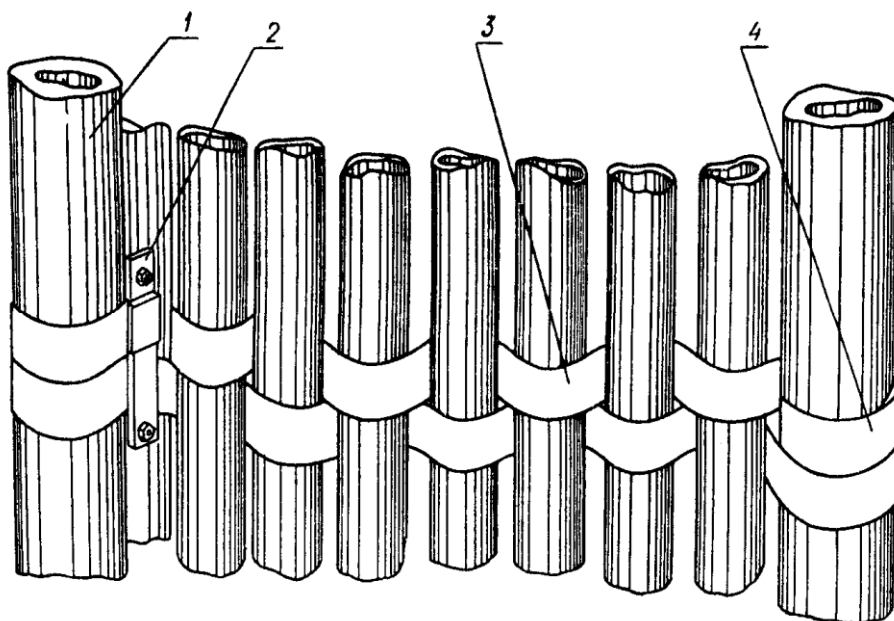


Рис. 3.10. Трубы теплообменного аппарата с демпфирующими поясами:
1 – труба каркаса трубного пучка; 2 – зажим; 3 – лента; 4 – ленточная петля

Для демпфирующих поясов следует использовать металлическую ленту, которая образует с трубами гальваническую пару, более слабую в коррозионном отношении, чем труба с промежуточной перегородкой. Для латунных труб, например, может применяться латунная или никелевая лента. Толщина ленты (0,2...0,3 мм) должна обеспечивать необходимую гибкость ее при обвязке, а ширина (порядка диаметра трубы) – низкий уровень контактных напряжений.

Установка демпфирующих поясов приводит к увеличению частот собственных колебаний труб при соответствующем уменьшении амплитуды их колебаний, увеличению потока энергии, отводимой от труб, сокращению времени затухания свободных колебаний трубы в 2–4 раза, а также способствует повышению надежности работы аппарата.

С целью повышения вибрационной надежности трубная система в нижней части может быть дополнительно закреплена отжимными болтами, типовая конструкция которых представлена на рис. 3.11.

На рис. 3.12 показана конструкция ПНД, который использован в регенеративной системе энергоблока К-800-240.

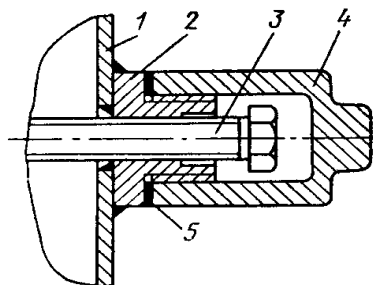


Рис. 3.11. Установка отжимного болта:
1 – корпус; 2 – гайка специальная; 3 – болт;
4 – колпачковая гайка; 5 – прокладка

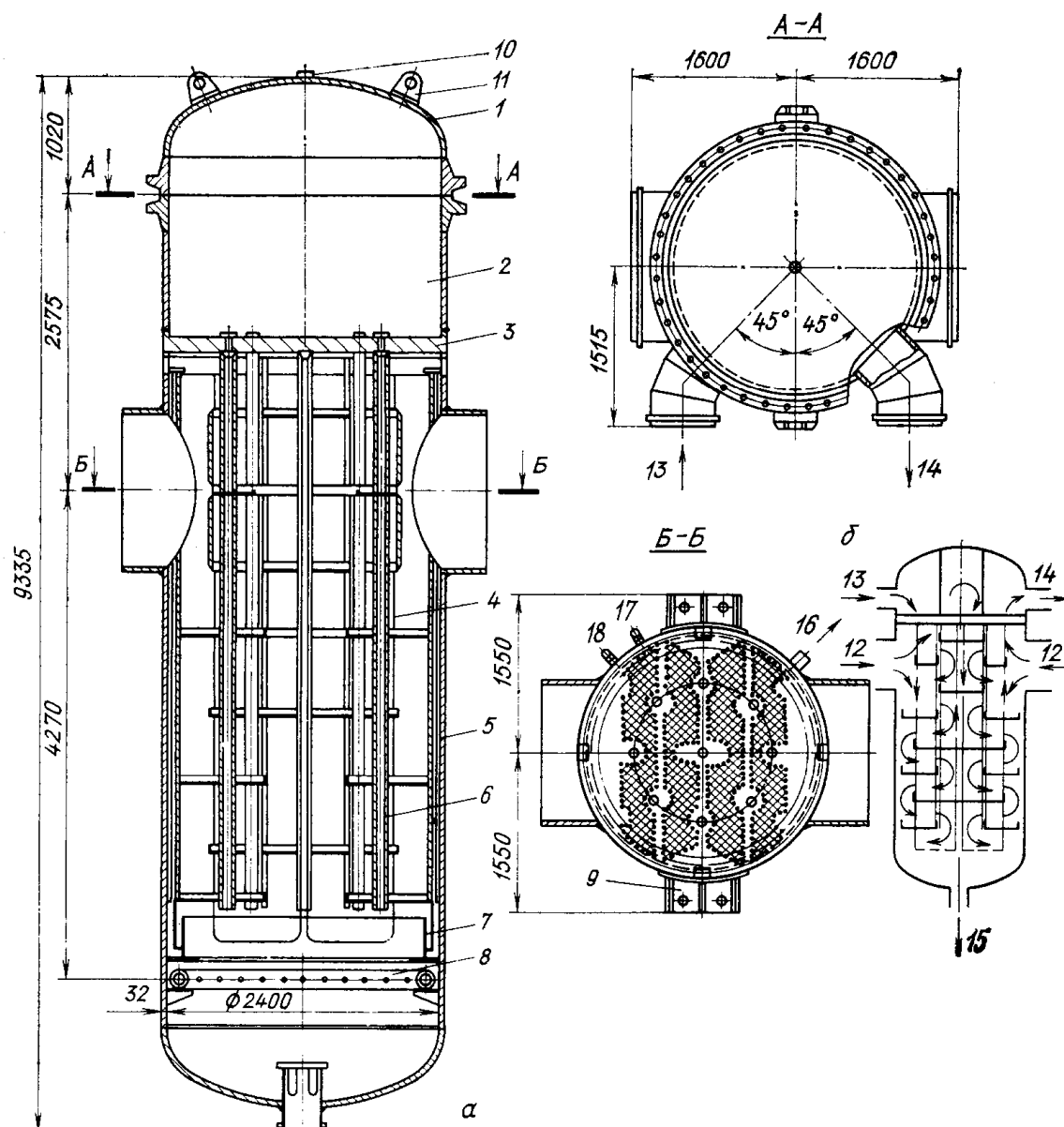


Рис. 3.12. Подогреватель низкого давления ПН-1500-3,2-0,6:

1 – крышка водяной камеры; 2 – отсеки водяной камеры; 3 – трубная доска; 4 – трубная система; 5 – корпус; 6 – трубы каркаса трубной системы; 7 – гидроза-
твор; 8 – воздухоотсасывающее устройство; 9 – опорные лапы; 10 – воздушник; 11 – рым для подъема; 12 – вход греющего пара; 13, 14 – вход и выход основного
конденсата; 15 – выход конденсата пара; 16 – отвод воздуха; 17 – указатель уровня

Как видно из рисунка, греющий пар в корпус подогревателя подво-
дится по двум симметрично расположенным патрубкам. Направление
движения потока пара через трубный пучок обеспечивается установкой
промежуточных перегородок. Для сбора стекающего по поверхности
трубок конденсата на концах этих перегородок имеются бортики, а от-
вод его осуществляется по трубам каркаса трубного пучка. С этой це-

лью в трубах каркаса имеются специальные окна на уровне прохода их через промежуточные перегородки (см. рис. 3.6).

Отвод конденсата греющего пара осуществляется через патрубок, расположенный в нижней части корпуса. Для отвода воздуха из подогревателя над уровнем конденсата установлена кольцевая перфорированная трубка. Чтобы исключить возможность отвода вместе с воздухом пара, над трубой отвода воздуха установлен кольцевой гидрозатвор, заполненный конденсатом.

Основным недостатком подогревателей поверхностного типа является наличие в них высоких значений недогрева воды до температуры насыщения греющего пара. Особенно велик недогрев у подогревателей, работающих при давлении ниже атмосферного. Так, для большинства блоков эта величина достигает 3...6 °С, а иногда и больше 10 °С. Одной из причин высокого недогрева является наличие воздуха в греющем паре. Влияние примеси воздуха на недогрев воды показано на рис. 1.1, на котором видно, что при содержании воздуха в паре 0,2...0,3 % поверхностный подогреватель практически перестает работать.

Другой важной причиной высокого недогрева является большое гидравлическое сопротивление подогревателей при движении пара и связанная с этим потеря давления. Так, для подогревателей типа ПН-400-2,6-0,2-IV блоков К-300-24 потери давления пара за счет гидравлического сопротивления трубного пучка достигали 0,007...0,008 МПа, что соответствовало снижению температуры насыщения греющего пара примерно на 10 °С.

При неправильном выборе в таком подогревателе места установки патрубка или устройств отвода воздуха создаются условия для поступления в систему отвода воздуха пара самовскипания от подводимого из вышестоящего подогревателя дренажа; собственного пара, выходящего из трубного пучка; конденсата греющего пара, стекающего по стенкам корпуса. Эти потоки при поступлении в систему отвода воздуха способны «запереть» ее и выключить из работы. Локализация места отсоса воздуха, т. е. отвод воздуха через один патрубок, установленный на корпусе, также способствует его накоплению в межтрубном пространстве. Для эффективного удаления воздуха необходимо рассредоточить места его отвода и располагать отвод в зонах с максимальной концентрацией воздуха. Также желательно охлаждение воздуха для уменьшения его удельного объема. В этих целях в подогревателях турбин большой мощности рекомендуется устанавливать в нижней части корпуса воздухоохладитель смешивающего типа. На рис. 3.13 и 3.14 показаны два варианта воздухоохладителей смешивающего типа.

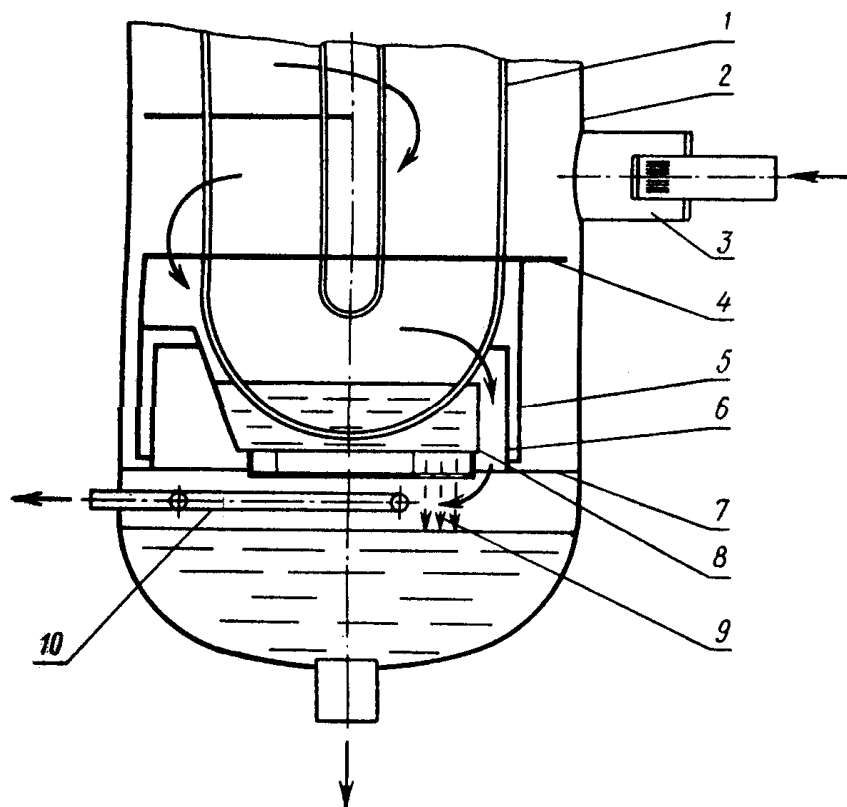


Рис. 3.13. Схема установки воздухоохладителя смешивающего типа в подогревателях с поверхностью нагрева до 400 м^2 включительно:
 1 – трубный пучок; 2 – корпус; 3 – узел ввода «вскипающего» потока; 4 – нижняя перегородка трубного пучка; 5 – наружный стакан гидрозатвора; 6 – внутренний стакан гидрозатвора; 7 – опорное кольцо; 8 – лоток с перфорированным поддоном; 9 – зона смешивающего воздухоохладителя; 10 – кольцевая воздухоотсасывающая труба

Диаметр отверстий в перфорированной части лотка принимают равным 6...8 мм. Располагать их рекомендуется в вершинах равностороннего треугольника со стороной 20...24 мм. Высота слоя конденсата в лотке должна обеспечиваться не менее 100 мм (примерно две трети высоты изгибов труб должны быть ниже уровня конденсата в лотке).

Установка описанного комбинированного воздухоотсасывающего устройства, включающего в себя гидрозатвор, предотвращающий холостые протечки пара из верхней части подогревателя к воздухоотсасывающей трубе, позволяет эффективно осуществлять отвод воздуха из аппарата, уменьшает возможность образования застойных зон и повышает его экономичность.

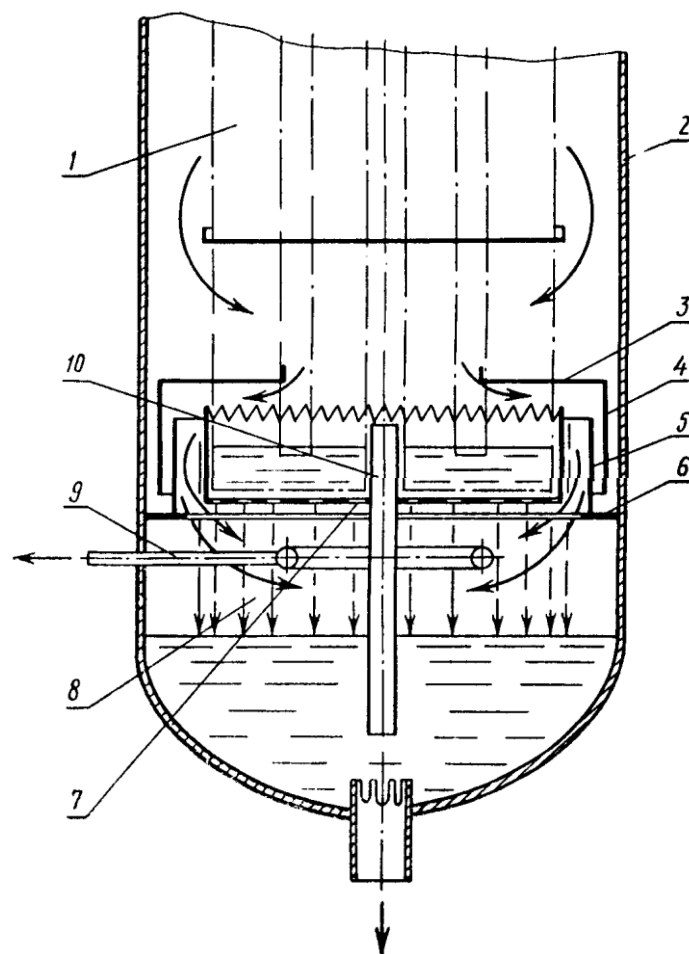


Рис. 3.14. Схема установки воздухоохладителя смешивающего типа в подогревателях поверхностного типа с площадью теплообмена 550 м^2 и выше: 1 – трубный пучок; 2 – корпус; 3 – нижняя перегородка трубного пучка; 4 – наружный стакан гидрозатвора; 5 – внутренний стакан гидрозатвора; 6 – опорное кольцо; 7 – лоток с перфорированным поддоном и зубчатым водосливом; 8 – зона смешивающего воздухоохладителя; 9 – кольцевая воздухоотсасывающая труба; 10 – переливная труба

На рис. 3.15 показана конструкция еще более крупного подогревателя ПН-2300-2,5-0,7-IV, который установлен в регенеративной системе блока К-1200-24.

В конструкции этого подогревателя использованы все технические достижения, примененные в ранее выпускавшихся подогревателях, и сделан ряд дополнений. Так, на входе пара в трубный пучок организована парораспределительная камера, которая позволяет равномерно распределить пар по высоте поверхности нагрева. Движение пара происходит десятью параллельными потоками. Это позволяет снизить потери давления пара, уменьшить длину свободных пролетов труб и повысить их вибрационную надежность. Для повышения эффективности

отвода воздуха и неконденсирующихся газов в нижней части подогревателя установлены гидрозатвор и смешивающий воздухоохладитель.

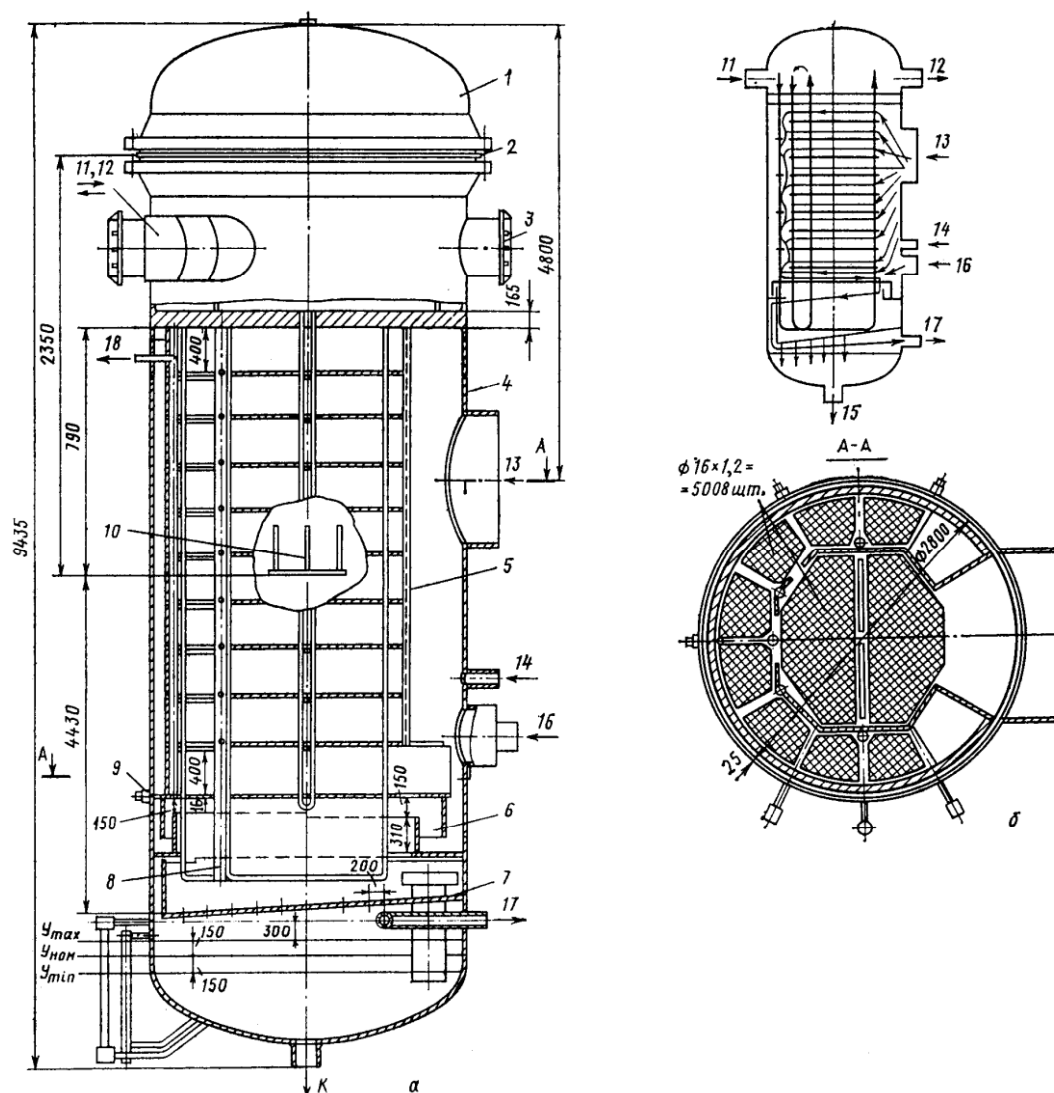


Рис. 3.15. Подогреватель низкого давления ПН-2300-2,5-0,7-IV:

а – общий вид; *б* – схема движения воды и пара: 1 – водяная камера; 2 – мембранное уплотнение фланцевого разъема; 3 – транспортировочные рымы; 4 – корпус; 5 – трубная система; 6 – гидрозатвор; 7 – лоток (поддон); 8 – трубы каркаса трубной системы; 9 – отжимной болт; 10 – опоры; 11, 12 – вход и выход основного конденсата; 13 – подвод пара; 14 – подвод паровоздушной смеси с вышестоящего подогревателя; 15 – отвод конденсата греющего пара; 16 – подвод конденсата с вышестоящего подогревателя; 17, 18 – отвод паровоздушной смеси

Подогреватели низкого давления, в которые поступает перегретый пар, оснащаются охладителем пара и охладителем конденсата. Охлаждитель пара выполняется в виде отдельного пучка труб, смонтированного в специальном кожухе, и размещается в центральной или боковой части

подогревателя (последнее более целесообразно, так как существенно облегчает проведение осмотров и ремонтных работ).

Греющий пар (рис. 3.16) подводится в нижнюю часть пароохладителя, омывает трубы и через окна в верхней части кожуха поступает в зону конденсации. Устранение протечек пара из пароохладителя достигается устройством кольцевого гидрозатвора в нижней части трубного пучка подогревателя.

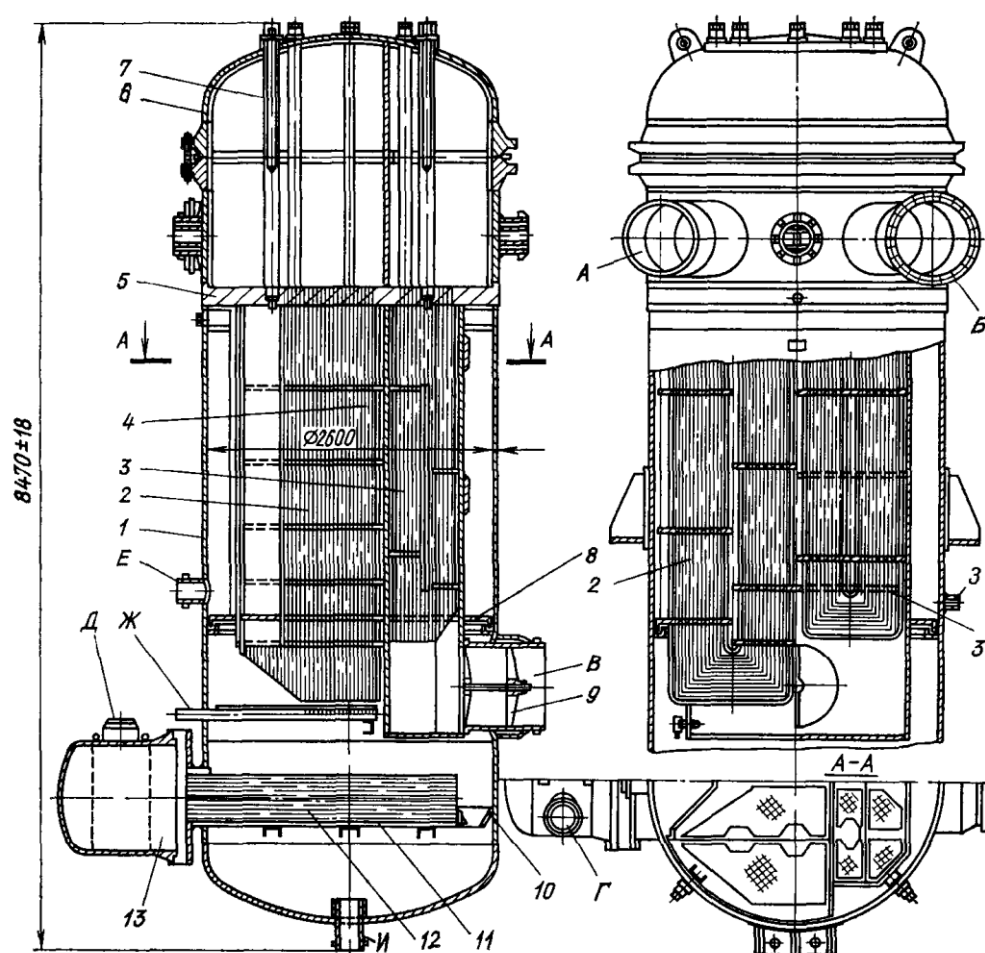


Рис. 3.16. Конструкция регенеративного подогревателя низкого давления с охладителем пара и дренажа блока К-800-24:

1 – корпус; 2 – трубный пучок собственного подогревателя; 3 – трубный пучок охладителя пара; 4 – кожух охладителя пара; 5 – трубная доска; 6 – крышка; 7 – анкерная связь; 8 – гидрозатвор; 9 – паровпускное устройство; 10 – поддон; 11 – кожух охладителя конденсата; 12 – трубный пучок охладителя конденсата; 13 – водораспределительная камера охладителя дренажа; патрубки: А – подвода основного конденсата к собственно подогревателю; Б – отвода основного конденсата из собственно подогревателя; В – подвода греющего пара к пароохладителю; Г, Д – подвода и отвода основного конденсата к охладителю дренажа; Е – подвода конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления; Ж – отсоса паровоздушной смеси; З – подвода паровоздушной смеси из подогревателя более высокого давления; И – отвода конденсата греющего пара

Охладитель конденсата представляет собой пучок U-образных труб, заключенных в кожух, размещается он в нижней части подогревателя в специальном поддоне и перекрывает все сечение корпуса. Трубы охладителя присоединены к трубной доске, расположенной между фланцами корпуса и водяной камеры. Конденсат греющего пара поступает в межтрубное пространство охладителя через окно в кожухе и отводится через отверстие в поддоне, совмещенное с отверстием в нижней части кожуха, в корпус подогревателя. Уровень конденсата в таких подогревателях поддерживается на отметке верхней образующей кожуха охладителя конденсата.

На рис. 3.17 показан ПНД с зоной ОП в центральной части подогревателя.

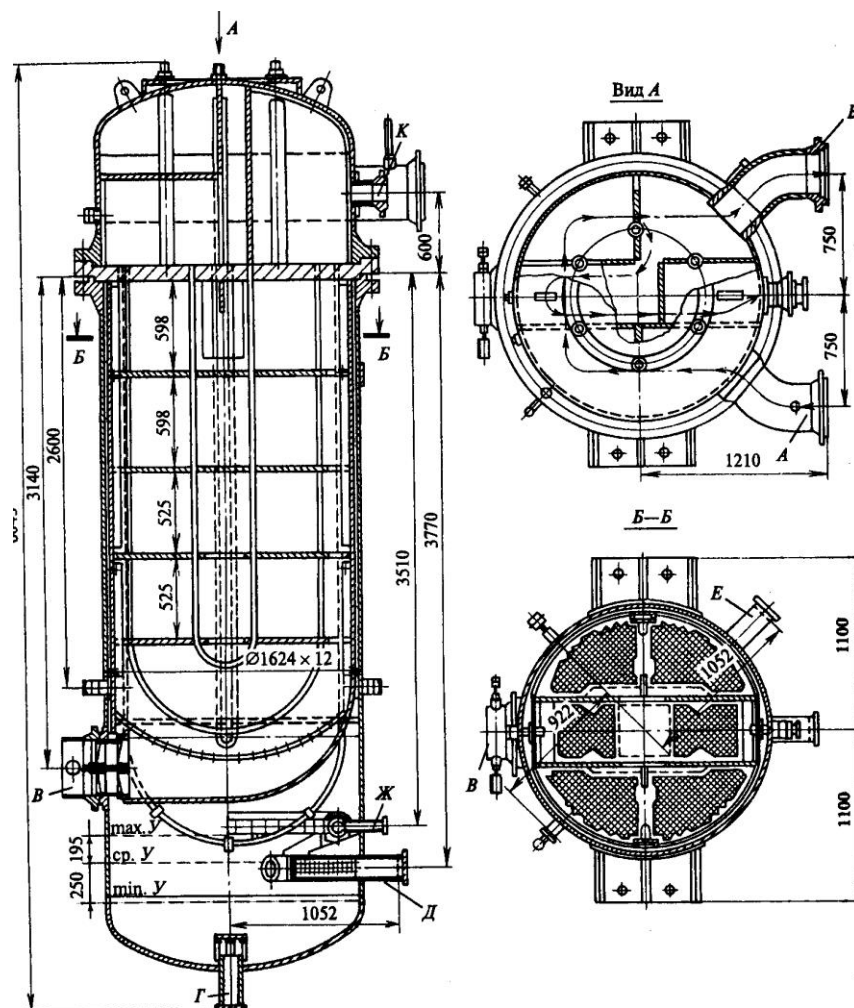


Рис. 3.17. Подогреватель низкого давления с пароохладителем в центральной части подогревателя:

А, Б – подвод и отвод воды; В – подвод пара; Г – отвод конденсата; Д – подвод дренажа из вышестоящего подогревателя; Ж – отсос паровоздушной смеси

Для крупных турбоустановок разработаны специальные подогреватели низкого давления. На рис. 3.18 показана конструкция подогревателя ПН-1800-4,2-0,4-1А. Поверхность нагрева состоит из вертикальных стальных трубок с наружным диаметром 16 мм, концы которых развальцованы в трубных досках с приваркой. Трубный пучок заключен в кожух с окном по всей высоте со стороны входа пара. Поток пара проходит перпендикулярно трубному пучку по восьми каналам, образованным перегородками, которые одновременно исключают вибрацию трубок. Нижняя трубная доска приварена к корпусу подогревателя, а нижняя водяная камера прикреплена с помощью фланца и шпилек к фланцу корпуса.

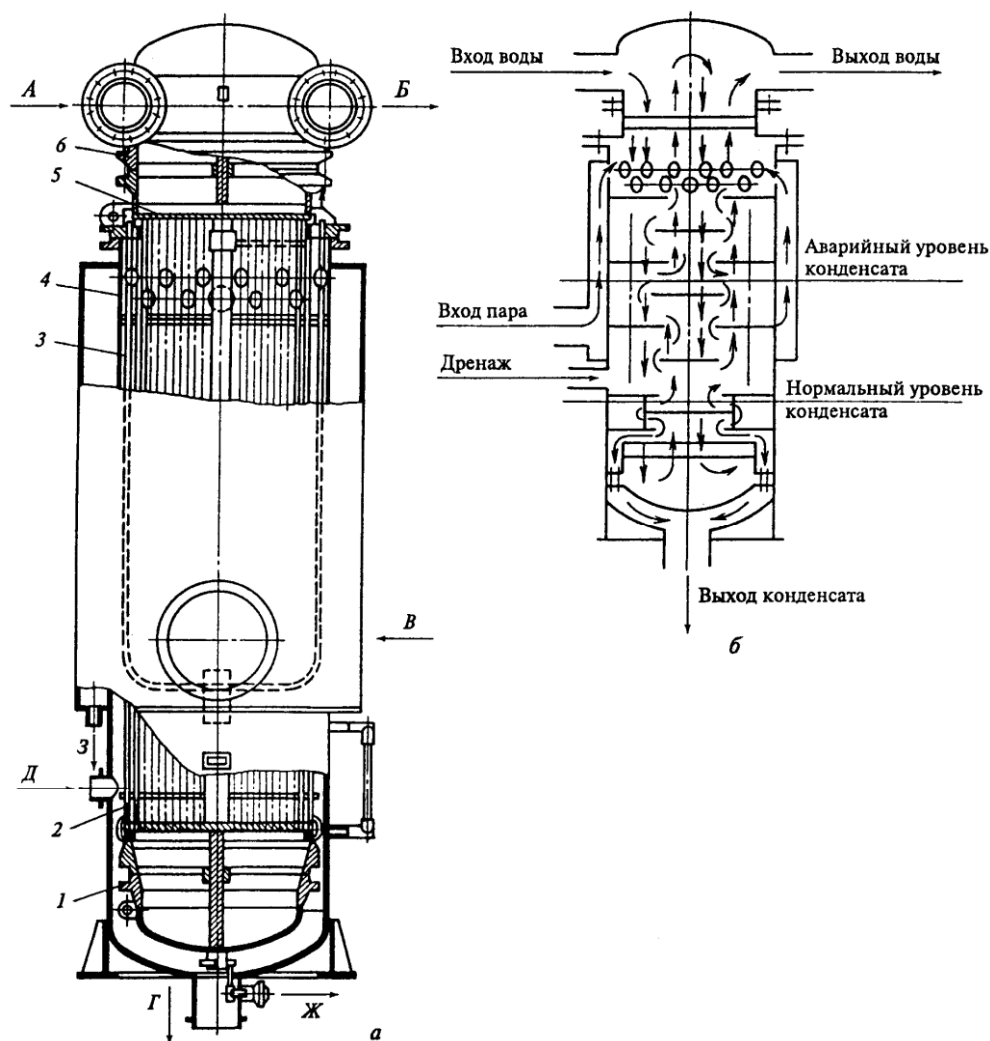


Рис. 3.18. Регенеративный подогреватель низкого давления ПН-1800-4,2-0,4-1А: *а* – общий вид; *б* – схема движения пара и воды; *А, Б* – вход и выход нагреваемого конденсата; *В* – вход греющего пара; *Г* – отвод конденсата греющего пара; *Д* – вход конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления; *Е* – отсос паровоздушной смеси; *Ж* – опорожнение трубной системы; *3* – отвод конденсата из паровой камеры; *1* – нижняя водяная камера; *2* – перегородки трубной системы; *3* – трубки; *4* – корпус; *5* – трубная доска; *6* – верхняя водяная камера

Верхняя водяная камера соединена с трубной доской фланцевым соединением и может перемещаться вместе с трубным пучком, воспринимая термические напряжения. Плотность разъема между водяной камерой и трубной доской обеспечивается установкой мембранного уплотнения. Основной конденсат поступает в подогреватель через патрубков в верхней водяной камере. Перегородка в камере обеспечивает двухходовое движение воды.

Как отмечалось выше, система регенерации низкого давления с подогревателями поверхностного типа (особенно с ПНД, работающими при давлении ниже атмосферного) является одним из основных источников поступления оксидов меди и железа в пароводяной тракт блока, что ведет к коррозии и эрозии труб.

Эти недостатки могут быть устранены при применении комбинированной схемы регенерации, когда подогреватели низкого давления, работающие при давлении выше атмосферного, выполняются поверхностного, а подогреватели с давлением греющего пара ниже атмосферного – смешивающего типа.

3.2. ПНД смешивающего типа

В настоящее время созданы подогреватели смешивающего типа, которые используются в регенеративных системах крупных энергоблоков (мощностью 200, 300, 500 и 800 МВт).

Основное условие эффективной работы этих подогревателей – обеспечение равномерного распределения в аппарате взаимодействующих фаз (пара и воды). При этом необходимо обеспечить как можно большую поверхность их соприкосновения. Увеличения поверхности воды можно достигнуть путем дробления ее на пленки, капли или тонкие струи. Дробление воды производится с помощью перфорированных тарелок, различных разбрызгивающих сопел или насадок.

Рассмотрим схему установки и конструкции подогревателей смешивающего типа, использованных в системе регенерации энергоблока К-300-24 (рис. 3.19 и 3.20).

Подогреватели устанавливаются последовательно один над другим (гравитационная схема), что исключает необходимость применения дополнительных насосов для перекачивания конденсата греющего пара из Π_1 в Π_2 .

Такое включение подогревателей требует обоснованного выбора высоты их установки, так как при всех режимах работы необходимо обеспечивать достаточный напор для конденсатных насосов и возможность слива конденсата из верхнего подогревателя в нижний. Целесооб-

разно водяную камеру нижнего подогревателя выполнять безнапорной со свободным уровнем конденсата, все подводящие и отводящие трубопроводы верхнего подогревателя располагать в нижней части его корпуса, а у нижнего – присоединять к верхней части его корпуса. Это позволяет уменьшить длину трубопроводов и упростить компоновку подогревателей.

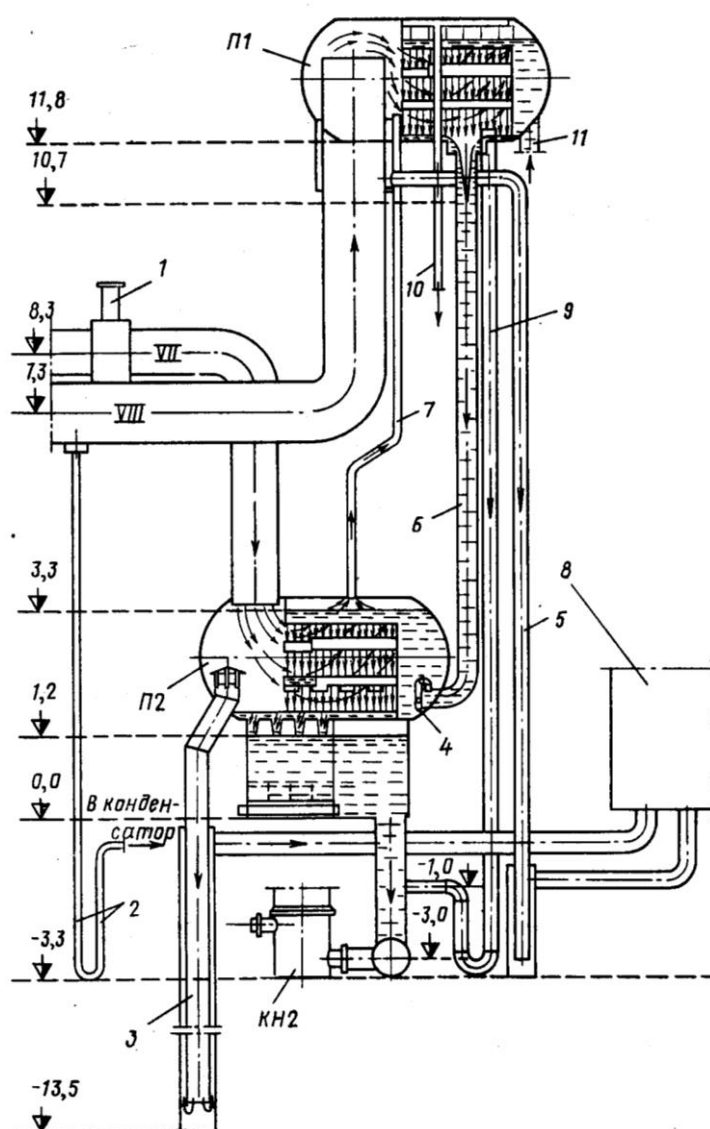


Рис. 3.19. Схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа блока К-300-24:

P_1 , P_2 – первый и второй подогреватели; КН2 – конденсатный насос второго подъема; 1 – обратный затвор; 2 – гидрозатвор; 3 – аварийный слив из P_2 ; 4 – клапан; 5 – аварийный слив из P_1 ; 6 – подвод конденсата к P_2 ; 7 – отвод паровоздушной смеси; 8 – бак; 9 – слив конденсата помимо P_2 ; 10 – отвод паровоздушной смеси; 11 – подвод конденсата

Разность высот между подогревателями должна выбираться по максимально возможной разности давлений в них с учетом гидравлического сопротивления трубопроводов слива и некоторого запаса высоты.

Для энергоблока К-300-24 разница высот 8,5...9 м вполне обеспечивает нормальную работу подогревателей для большинства режимов. Для некоторых режимов работы блока за счет повышенной разности давлений в подогревателях происходит перегрузка («запирание») нижнего подогревателя. В этом случае конденсат из верхнего подогревателя по линии перепуска поступает на всас конденсатных насосов, минуя нижний подогреватель.

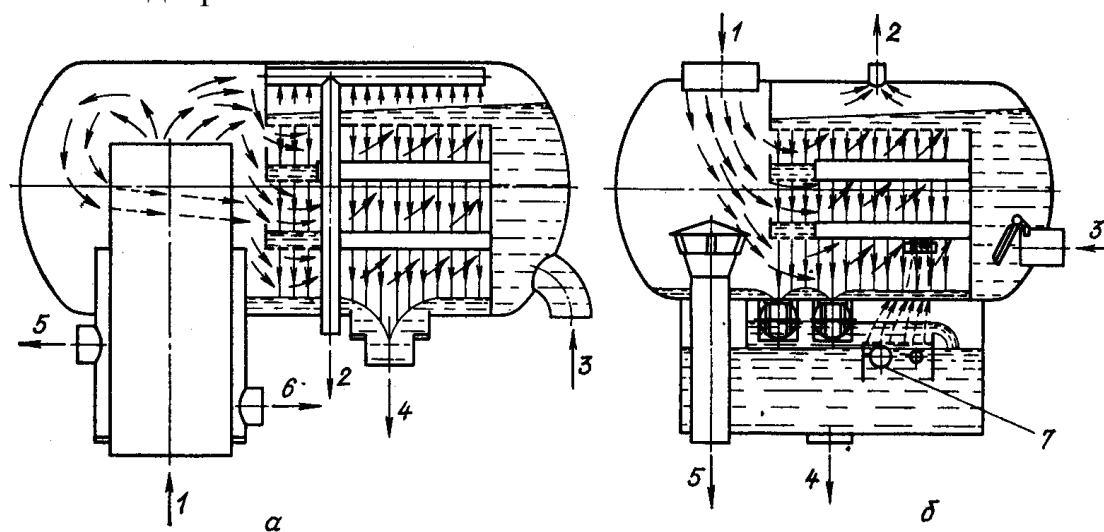


Рис. 3.20. Смешивающие подогреватели низкого давления блока К-300-24: *а* – конструктивная схема P_1 ; *б* – конструктивная схема P_2 ; 1 – подвод пара; 2 – отвод паровоздушной смеси; 3 – подвод конденсата; 4 – отвод конденсата; 5 – аварийный слив конденсата; 6 – аварийный отвод конденсата на всас насоса; 7 – подвод конденсата из подогревателя более высокого давления

Первый по ходу конденсата подогреватель P_1 имеет диаметр 1,6 м и длину 4,5 м. Внутри корпуса последовательно расположены три яруса тарелок с отверстиями диаметром 8 мм, между которыми (в центральной части корпуса) имеется канал для прохода пара. Поток основного конденсата от конденсатных насосов первого подъема поступает в приемную водяную камеру подогревателя и из нее на верхнюю тарелку. Последовательно перетекая с одной тарелки на другую, вода дробится на тонкие струи. Установка тарелок обеспечивает подвод пара одновременно ко всем струйным пучкам, кроме самого верхнего. Струи конденсата, стекающие с верхней тарелки, обеспечивают конденсацию пара, проходящего по каналу между тарелками. Выделяемый в процессе подогрева воды воздух отводится по специальным каналам и выводится из аппарата, что обеспечивает близкий к нулю недогрев воды.

Средняя и нижняя тарелки имеют общий центральный канал, непосредственно связывающий каждый струйный отсек с первым по ходу конденсата. Тарелки установлены в корпусе таким образом, что по их внешнему периметру имеется пространство для одновременного подвода пара ко всем струйным пучкам, кроме верхнего, первого по ходу конденсата. Верхний пучок предназначен для конденсации пара, поступающего по центральному каналу после всех нижних струйных пучков. Между боковыми бортами верхней тарелки и корпусом аппарата имеется канал для отвода паровоздушной смеси.

При одновременном поступлении пара ко всем струйным пучкам ниже второй тарелки расход пара на каждый из этих пучков различен. На первом из этих пучков, как показывают расчеты и исследования, из-за большего начального температурного напора конденсируется до 70 % пара.

Пар в подогреватель подводится по трубопроводу диаметром 800 мм. Защита от попадания воды в турбину предусматривается установкой аварийных отводов конденсата в конденсатор или во всасывающий коллектор конденсатных насосов второго подъема.

Конструкция подогревателя Π_2 не отличается от Π_1 , только подвод пара у него производится сверху и для обеспечения нормальной работы конденсатных насосов подогреватель оснащен конденсатосборником. Установка барботажных устройств и подвод к ним пара и дренажа из вышестоящих подогревателей позволяют проводить в конденсатосборнике деаэрацию конденсата. Конденсатосборник отделен от парового отсека подогревателя перегородкой с обратными клапанами. Это позволяет предотвратить попадание влаги из конденсатосборника в паровой отсек и паропровод греющего пара и отказаться от установки на нем защитной арматуры.

Весьма важным при использовании подогревателей смешивающего типа является обеспечение условий, исключающих попадание воды в турбину. Вода в турбину может попасть при затоплении подогревателя и при сбросе нагрузки турбиной, когда из-за падения давления происходит ее вскипание и обратное движение пароводяной смеси. Затопление подогревателя и паропровода может произойти при выходе из строя клапана регулятора уровня или перекачивающих насосов. Время заполнения водой смешивающего подогревателя и паропровода составляет 3...4 мин. Чтобы избежать затопления, предусматривается аварийный слив воды через гидрозатворы, соединяющие подогреватель с конденсатором. Высота гидрозатвора выбирается такой, чтобы столб воды в нем уравнивал максимальную разность давлений между подогревателем и конденсатором. Гидрозатвор заполняется конденсатом, и во избежание вскипания его при падении давления предусматривается по-

стоянный подвод холодного конденсата от насосов первой ступени. Самой простой защитой от обратного потока влажного пара при сбросе нагрузки турбиной является установка обратного клапана на трубопроводе отбора. Однако при диаметре паропровода 1100...1200 мм клапан громоздок, малонадежен и имеет большое гидравлическое сопротивление. Поэтому, вместо обратного клапана на линии отбора пара, в смешивающих подогревателях вертикального типа отделяют водяную емкость от нагревательного отсека горизонтальной перегородкой с обратными клапанами, а также принимают достаточно большое расстояние между этой перегородкой и выходным сечением паровпускного патрубка.

При гравитационной схеме включения подогревателей и размещения их около турбины более целесообразным является применение подогревателей горизонтального типа. В схеме с перекачивающими насосами лучше использовать более надежные подогреватели вертикальной конструкции.

На рис. 3.21 показан вертикальный подогреватель смешивающего типа. Такие подогреватели применяются в настоящее время на блоках мощностью 200, 300, 500 и 800 МВт. Для блока с турбиной К-200-13 корпус подогревателя имеет диаметр 2200 и высоту 6000 мм (от входного сечения штуцера подвода пара до нижнего сечения штуцера отвода конденсата).

Корпус вертикальных подогревателей смешивающего типа разделен поперечной перегородкой 11 на собственно подогреватель и сборник конденсата. Поток основного конденсата подается в верхнюю часть подогревателя на дырчатый лист 4, откуда струями перетекает на лист 2 и затем в занятое водой пространство переливного устройства 16. Из этого устройства конденсат по трубам 19 перепускается в нижнюю часть аппарата (сборник конденсата). Переливные трубы 19 имеют обратные затворы.

Пар поступает в подогреватель по трубе 5, на которой также установлен обратный затвор. Обратные затворы на паровой и водяной линиях исключают возможность обратного потока воды и пароводяной смеси в паровую линию и отбор турбины при внезапном снижении мощности турбины и давления пара в отборе. Пересекая водяные струи, пар конденсируется и подогревает воду до температуры насыщения t_s .

Подогретый поток воды отводится из нижней части аппарата. Когда уровень в корпусе подогревателя поднимается выше допустимого значения, часть воды перетекает через гидравлический затвор и по трубе 13 через гидрозатвор отводится в конденсатор турбины. Выпар отсасывается и отводится по линии, подсоединенной к штуцеру 6. Дренаж из вышестоящего ПНД подводится по трубе 20 через коллектор 18.

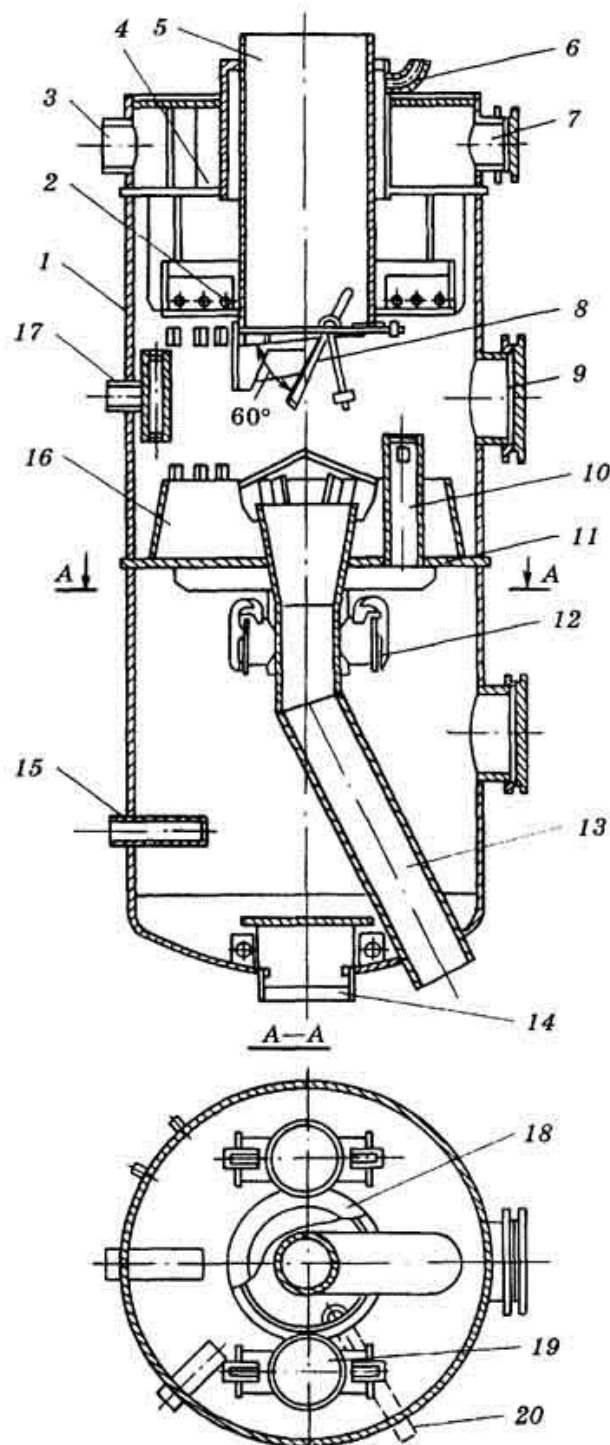


Рис. 3.21. Схема конструкции вертикального смешивающего подогревателя:
 1 – корпус; 2, 4 – дырчатые листы; 3 – линия подвода конденсата; 5 – подвод пара;
 6 – отсос паровоздушной смеси; 7, 9 – лаз; 8 – обратный затвор для пара; 10 – уравни-
 нительная труба; 11 – разделительная перегородка; 12 – обратный затвор для кон-
 денсата; 13 – переливная труба; 14 – отвод конденсата; 15 – дренаж из сетевых по-
 догревателей; 16 – переливное устройство; 17 – подвод пара из уплотнений;
 18 – кольцевой коллектор; 19 – переливная труба; 20 – труба для подвода дренажа
 из вышестоящего ПНД

Контрольные вопросы

1. Как размещают трубки в трубной доске камерного подогревателя?
2. Как закрепляют трубки в трубной доске?
3. Как в камерных подогревателях организуют многоходовое движение воды?
4. Как сливают конденсат с промежуточных перегородок СП?
5. Какие используют способы для снижения вибрации трубного пучка?
6. Когда в ПНД устанавливают охладители пара?
7. Какое расположение пароохладителя более целесообразно – центральное или боковое?
8. Почему у ПНД требуется высокая воздушная плотность?
9. Что применяется в камерных ПНД для эффективного отвода воздуха?
10. Каким образом в смешивающих подогревателях получают большую поверхность теплообмена?
11. Какие достоинства и недостатки имеет гравитационная схема включения смешивающих подогревателей?
12. Как производится аварийный слив воды из подогревателя?
13. Что применяют в смешивающих подогревателях для предупреждения заброса влажного пара и воды в турбину?
14. Почему на линии отбора пара в смешивающий подогреватель не всегда устанавливают обратный клапан?
15. Для чего в гидрозатвор аварийного слива постоянно добавляют холодный конденсат?
16. Какие достоинства и недостатки имеют вертикальные смешивающие подогреватели?

4. СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Сетевые подогреватели используются для подогрева сетевой воды.

Сетевая установка ГРЭС обычно состоит из двух подогревателей – основного и пикового. Основной подогреватель используется в течение всего отопительного периода, а пиковый – только в наиболее холодные дни. Пар в основной подогреватель подается из отбора с давлением 0,05...0,15 МПа, а в пиковый – 0,4...0,6 МПа.

На ТЭЦ применяется преимущественно многоступенчатый подогрев сетевой воды, что обеспечивает максимальную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

При многоступенчатом подогреве сетевой воды нагрев может осуществляться в теплофикационном пучке конденсатора турбины, в нижнем и верхнем сетевых подогревателях и в пиковом водогрейном котле. Нижний и верхний сетевые подогреватели питаются паром из двух совместно регулируемых отопительных отборов турбины. Давление в зависимости от температурного графика сетевой воды поддерживается в нижнем отборе в интервале 0,05...0,2 МПа, а в верхнем – 0,06...0,25 МПа. При использовании для теплофикации указанных отборов пара регулятор давления в отборе подключается к верхнему отбору, и тогда давление в нижнем отборе будет изменяться в зависимости от пропуска пара через ступени промежуточного отсека, разделяющие эти два отбора.

Качество сетевой воды значительно ниже качества питательной воды и конденсата турбин. В ней могут присутствовать продукты коррозии, соли жесткости и другие примеси. Попадание сетевой воды в конденсат греющего пара недопустимо, поэтому обеспечение высокой плотности сетевых подогревателей является важной задачей конструкторов. Греющий пар омывает трубки снаружи, а сетевая вода циркулирует внутри трубок. Наличие примесей в сетевой воде и возможность их отложения на поверхностях нагрева исключают применение в сетевых подогревателях гнутых трубок, не допускающих их внутреннюю чистку.

В зависимости от температурного графика теплосети подогрев воды в сетевых подогревателях осуществляется от 40...70 °С до 70...120 °С, и для этого используется пар отборов с давлением в большинстве режимов ниже атмосферного. Это повышает требование к высокой плотности сетевых подогревателей и вызывает необходимость постоянного удаления воздуха и неконденсирующихся газов из зоны теплообмена.

По конструкции различаются сетевые подогреватели вертикального (рис. 4.1) и горизонтального типов (рис. 4.2). В соответствии

с отраслевым стандартом ОСТ 108.271.101–76 первые обозначаются буквами ПСВ, а вторые – ПСГ. Первая цифра в обозначении подогревателя соответствует поверхности теплообмена (м^2), вторая и третья цифры – максимальные рабочие давления пара и сетевой воды (МПа), четвертая (римская) цифра – модификация аппарата.

Вертикальные сетевые подогреватели выпускаются Саратовским заводом энергетического машиностроения и используются на сетевых подогревательных установках небольшой и умеренной теплопроизводительности – на ГРЭС и на теплофикационных установках Т-25-9, ПТ-25-9, а также на теплофикационных установках ПТ-60-9, ПТ-60-13 и ПТ-80-13 изготовления ЛМЗ – и имеют поверхности теплообмена 45, 63, 90, 125, 200, 315 и 500 м^2 .

Вертикальные сетевые подогреватели выпускаются двух- и четырехходовой по воде конструкции. Двухходовые подогреватели с поверхностью теплообмена 315 и 500 м^2 имеют низкую верхнюю водяную камеру с тройником на входе. В нижней части трубного пучка выполнена свободно подвешенная водяная камера, что позволяет компенсировать тепловые расширения конструкции при изменениях температурного режима. Также такая конструкция позволяет вскрывать трубный пучок с двух сторон и производить очистку трубок от внутренних солевых отложений. Для дренирования воды из трубного пучка при остановках и ремонтах в нижней водяной камере предусмотрена сливная труба, выходящая из корпуса и изогнутая таким образом, чтобы не сломалась при перемещениях трубного пучка.

Для крепления трубного пучка, нижней водяной камеры и промежуточных перегородок в паровом объеме в подогревателе устанавливают трубы каркаса диаметром 76 или 108 мм.

В водяных камерах для снижения толщины трубных досок устанавливают анкерные связи. На входе пара в трубный пучок устанавливают паротбойные щиты.

На рис. 4.1 приведена конструкция вертикального двухходового сетевого подогревателя ПСВ-350-1,4-2,3.

Сетевые установки современных крупных теплофикационных турбин изготовления Уральского турбомоторного завода (ТМЗ) оборудуются горизонтальными сетевыми подогревателями этого же завода.

Горизонтальные сетевые подогреватели обеспечивают более удобную компоновку в машинном зале и сокращение длины подводящих трубопроводов отборов пара.

Конструкция горизонтального четырехходового сетевого подогревателя ПСГ-2300-0,3-0,8 приведена на рис. 4.2.

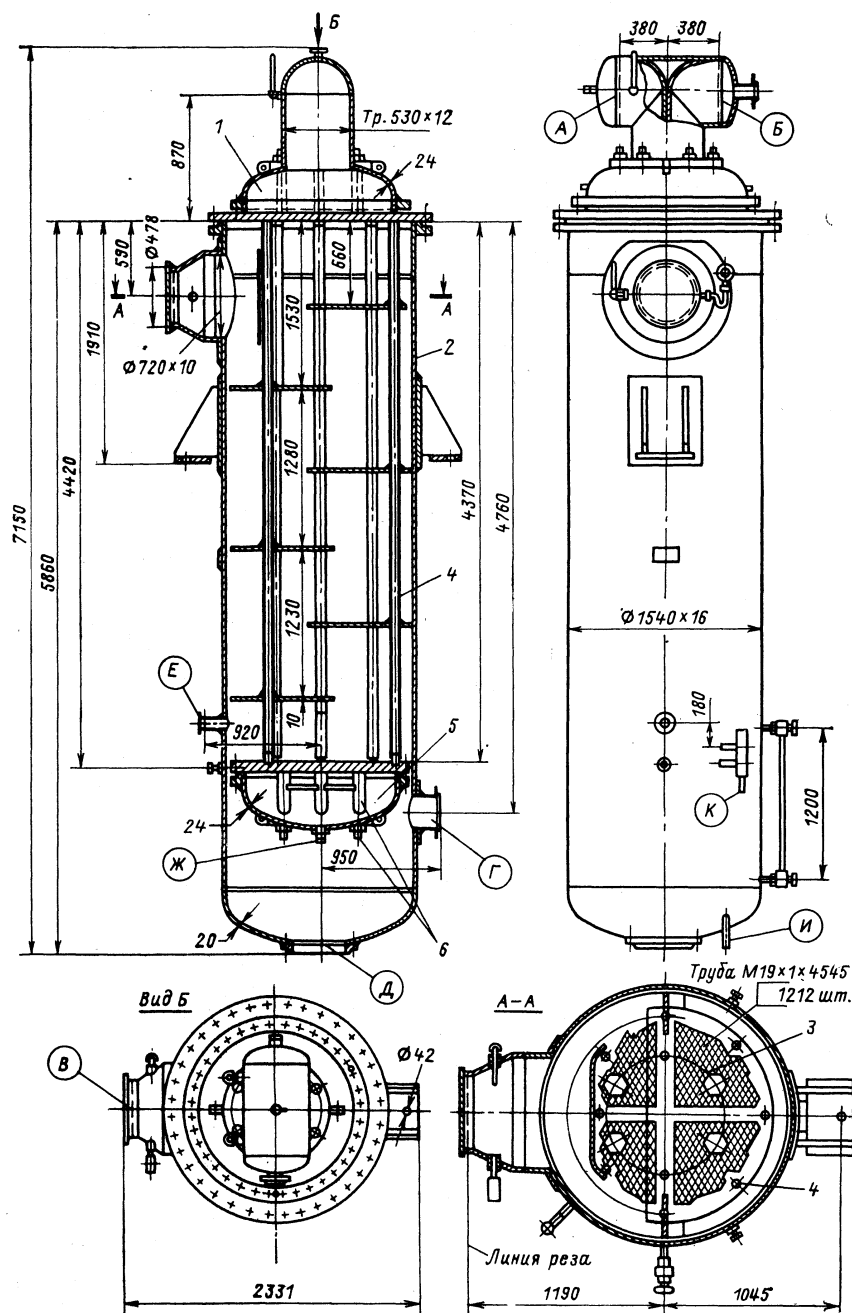


Рис. 4.1. Вертикальный сетевой подогреватель ПСКВ-315-1,4-2,3:
 А и Б – патрубки подвода и отвода сетевой воды; В – подвод греющего пара;
 Г – подвод дренажа от подогревателя с более высоким давлением греющего пара
 при каскадном сливе; Д – отвод дренажа из подогревателя; Е – отсос паровоздушной
 смеси; Ж – штуцер для спуска сетевой воды из нижней («плавающей») водяной ка-
 меры; И – штуцер для спуска сетевой воды из корпуса подогревателя; К – датчик
 дистанционного измерителя уровня дренажа в корпусе подогревателя; 1 – верхняя
 водяная камера; 2 – корпус подогревателя; 3 – трубная система; 4 – анкерные трубки
 каркаса трубного пучка; 5 – «плавающая» водяная камера; 6 – анкерные связи труб-
 ной доски

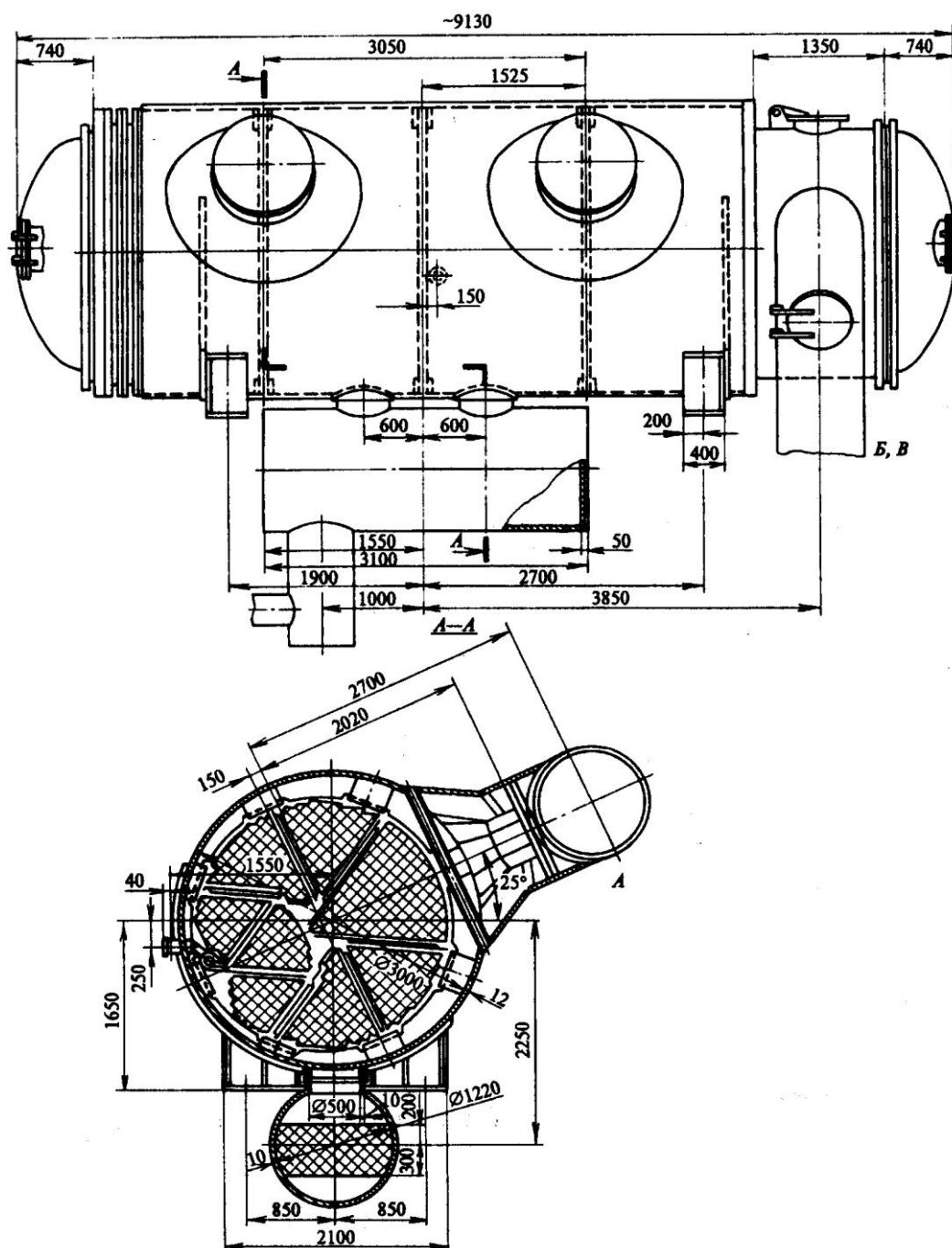


Рис. 4.2. Конструкция сетевого подогревателя ПСГ-2300-0,3-0,8

Подогреватель имеет цельносварной корпус и предназначен для работы в качестве верхнего сетевого подогревателя турбоустановки Т-100-130 при рабочем давлении пара от 0,06 до 0,25 МПа и при номинальном расходе сетевой воды 970 кг/с с максимальной температурой ее подогрева 120 °С.

Поверхность нагрева подогревателя выполнена в виде прямых латунных труб диаметром 24×1 мм, длиной около 6000 мм, концы кото-

рых развальцованы в трубных досках. Подводящие паропроводы присоединяются к корпусу через специальные диффузоры, что обеспечивает более равномерное распределение пара по длине поверхности теплообмена. Трубный пучок в корпусе подогревателя расположен эксцентрично, что позволяет создать внутри подогревателя симметричный клиновой раздающий проход, охватывающий пучок.

Подогреватель имеет горизонтальный цилиндрический корпус с внутренним диаметром 3000 мм и толщиной стенки 12 мм и две водяные камеры на концах, отделенные от корпуса трубными досками. По длине подогревателя в его паровом пространстве установлены промежуточные перегородки, являющиеся дополнительными опорами для труб, исключая опасные с точки зрения повреждаемости вибрации.

Так как трубные доски жестко соединены с корпусом подогревателя, то для компенсации разности температурных удлинений системы корпус–трубки на корпусе вблизи трубной доски у поворотной водяной камеры установлен линзовый двухволновой компенсатор.

Поворотная водяная камера имеет сравнительно небольшую глубину, равную 700 мм, и служит для перепуска потока сетевой воды из одного пучка труб в другой. У двухходового подогревателя поворотная камера перегородок не имеет. У четырехходового она имеет одну наклонную под углом $22^{\circ}30'$ к вертикали перегородку с выгибом в средней части соответственно форме трубного пучка на входе греющего пара. Плоскость соприкосновения перегородки с трубной доской уплотняется асбестовыми или свинцовыми прокладками. В днище поворотной камеры имеются два лаза для чистки труб, расположенных по разные стороны от перегородки.

Греющий пар из отбора турбины поступает в подогреватель через два патрубка, расположенных в верхней части корпуса подогревателя под углом $22^{\circ}30'$ к горизонтали. Внутри патрубков имеются концентрические рассекатели, обеспечивающие равномерное распределение пара по поверхности теплообмена. Для защиты поверхности нагрева от эрозии со стороны входа пара в первом ряду устанавливаются стальные трубы – отбойники, в которые сетевая вода не поступает. Оси водяных камер смещены относительно оси корпуса подогревателя на 80 мм вбок под тем же углом $22^{\circ}30'$ в сторону, противоположную патрубкам подвода греющего пара. Соответственно этому трубный пучок в корпусе подогревателя расположен эксцентрично, что позволяет создать внутри подогревателя в зоне, примыкающей к месту ввода пара, симметричный клиновой раздающий проход, охватывающий пучок. Это обеспечивает лучшее распределение парового потока по наружному контуру трубного пучка и облегчает доступ пара в глубину пучка через предусмотренные

в нем проходы. Поток пара движется в подогревателе от периферии к центру, откуда осуществляется отсос воздуха.

Трубный пучок подогревателя разбивают на сектора, под которыми устанавливают лотки для сбора и направленного отвода конденсата. Это способствует уменьшению пленки конденсата на трубах под лотками и увеличению коэффициента теплопередачи.

Внутренний диаметр водяных камер меньше, чем внутренний диаметр корпуса подогревателя, и составляет 2100 мм при толщине стенки 16 мм, большей, чем у корпуса, поскольку расчетное давление воды больше, чем пара, и составляет 0,8 МПа против 0,3 МПа для пара. Входная (передняя) водяная камера служит для подвода и отвода сетевой воды от подогревателя и имеет глубину около 2000 мм. Она имеет в нижней части на осевой линии под углом 30° к горизонтали патрубок для подвода сетевой воды, а в верхней части с противоположной стороны на водяной камере под таким же углом к горизонтали расположен патрубок для отвода сетевой воды. Перегородки во входной водяной камере имеют Х-образную форму, их ось симметрии имеет наклон к горизонтали в $22^\circ 30'$ соответственно наклону паровых патрубков. Для чистки труб поверхности нагрева во входной водяной камере имеются четыре лаза соответственно количеству отсеков между перегородками. Два лаза расположены на днище входной камеры, а два – на цилиндрической стенке. Крышки всех лазов подвешены на петлях и кронштейнах. Центральный отсос воздуха из подогревателя к эжектору осуществляется через патрубок.

В нижней части корпуса подогревателя имеются два патрубка для отвода дренажа в сборник конденсата греющего пара. В трубах, соединяющих корпус подогревателя с конденсатосборником, установлены специально спроектированные сопла (воронки), имеющие высокий коэффициент расхода при стоке конденсата из подогревателя в конденсатосборник и низкий коэффициент в обратную сторону. Этим ограничивается поступление в корпус подогревателя и в отбор турбины вторичного пара, который может образоваться в конденсатосборнике от вскипания находящегося в нем конденсата при сбросах нагрузки турбины, чем предотвращается возможный ее разгон этим паром. Сборник конденсата имеет диаметр 1200 мм и длину 3100 мм. В нижней части сборника конденсата имеется патрубок для отвода конденсата греющего пара на всас конденсатных насосов сетевого подогревателя.

Около трубных досок горизонтальных сетевых подогревателей предусмотрены солевые отсеки для сбора и отвода засоленного присосами сетевой воды конденсата греющего пара. Основной поток конденсата греющего пара отводится из средней части корпуса подогревателя.

Для защиты корпуса сетевого подогревателя от повышения давления греющего пара предусмотрен предохранительный (атмосферный) клапан, который присоединяется к специальному патрубку и имеет выход в атмосферу.

Конструкция подогревателя обеспечивает герметичность, удобство ремонта (возможность доступа к отдельным узлам и замены деталей с минимальными трудозатратами), компенсацию температурных удлинений труб поверхностей теплообмена, отвод неконденсирующихся газов из парового пространства и воздуха из водяных полостей, возможность чистки труб с водяной стороны и дренирования водяного и парового пространства.

По данным тепловых испытаний коэффициент теплопередачи в горизонтальных сетевых подогревателях для различных режимов работы находится в пределах $3 \dots 4 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При проектировании сетевых подогревателей большое значение имеет правильный выбор недогрева сетевой воды до температуры насыщения греющего пара в сетевом подогревателе. Эта задача является технико-экономической, поскольку уменьшение недогрева повышает тепловую экономичность установки, но приводит к росту металло- и капиталовложений в сетевые подогреватели.

Технико-экономические расчеты показывают, что при недорогом топливе оптимальный недогрев составляет около 5°C и уменьшается до 3°C при дорогом топливе. Недогрев воды в подогревателе увеличивается примерно линейно с ростом расхода пара и скорости воды в трубах и несколько снижается с повышением средней температуры сетевой воды.

Размеры и параметры основных и пиковых сетевых подогревателей, применяемых на ТЭС и АЭС, приведены в приложении 2.

Контрольные вопросы

1. Почему в сетевых подогревателях применяют только прямые трубы?
2. Почему у сетевых подогревателей требуется высокая воздушная плотность?
3. Какие достоинства имеют вертикальные сетевые подогреватели?
4. Как в вертикальных сетевых подогревателях обеспечивают компенсацию температурных расширений?
5. Какие достоинства имеют горизонтальные сетевые подогреватели?
6. Для чего в вертикальных сетевых подогревателях применяют трубы каркаса?

7. Какую роль выполняют промежуточные перегородки в паровом пространстве вертикальных сетевых подогревателей?
8. Для чего в вертикальных сетевых подогревателях применяют анкерные связи в водяных камерах?
9. Какую роль выполняют промежуточные перегородки в паровом пространстве горизонтальных сетевых подогревателей?
10. Для чего в горизонтальных подогревателях смещают ось трубного пучка относительно оси корпуса?
11. Для чего в горизонтальных подогревателях трубный пучок разбивают на сектора и между ними устанавливают лотки?
12. Что применяют в сетевых подогревателях для защиты поверхности нагрева от эрозии со стороны входа пара?
13. Что в вертикальных сетевых подогревателях предусмотрено для компенсации температурных напряжений?
14. Что в горизонтальных сетевых подогревателях предусмотрено для компенсации температурных напряжений?
15. Что в горизонтальных сетевых подогревателях предусмотрено для предотвращения загрязнения конденсата присосами сетевой воды?
16. Для чего в горизонтальных сетевых подогревателях устанавливается конденсатосборник?
17. Что в горизонтальных сетевых подогревателях предусмотрено для защиты от повышения давления?
18. Как выбирают недогрев при проектировании сетевых подогревателей?

5. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ И СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Расчет подогревателей подразделяется на конструкторский и поверочный. В результате конструкторского расчета для заданных параметров теплоносителей определяются все геометрические характеристики подогревателя. При поверочном расчете по известным геометрическим характеристикам подогревателя для заданных параметров теплоносителей на входе определяются параметры теплоносителей на выходе.

5.1. Основные положения теплового и гидравлического расчета поверхностных подогревателей

Тепловые расчеты регенеративных подогревателей могут выполняться как поверочные, так и конструкторские. В результате конструкторского расчета определяется поверхность нагрева и конструктивные размеры подогревателя. Целью поверочного расчета является определение температуры одного из теплоносителей или величины подогрева. Исходные данные для теплового расчета берутся из расчета тепловой схемы либо данных испытаний. К ним относятся расход и параметры греющего пара, расход нагреваемой воды, ее давление и температура на входе в подогреватель. В основе теплового расчета лежат уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Уравнение теплового баланса для СП имеет вид

$$Q = G_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h')\eta = G_{\text{в}}(h_{\text{в.вых}} - h_{\text{в.вх}}), \quad (5.1)$$

где Q – тепловой поток от пара к воде; $G_{\text{п}}$, $G_{\text{в}}$ – расходы пара и воды; $h_{\text{п}}$, h' – энтальпии пара и конденсата; $h_{\text{в.вых}}$, $h_{\text{в.вх}}$ – энтальпии воды на выходе и входе; η – КПД подогревателя, принимается 0,98...0,99.

Если регенеративный подогреватель имеет охладитель пара и охладитель конденсата, то тепловой поток можно разбить на три части:

$$Q = Q_{\text{оп}} + Q_{\text{сп}} + Q_{\text{ок}}.$$

Для каждого из элементов подогревателя записывается свое уравнение теплового баланса подобно (5.1).

При проведении тепловых расчетов количество теплоты передаваемых в отдельных элементах подогревателей оценивается по температуре греющей и нагреваемой среды.

Недогрев воды до температуры насыщения в собственно подогревателе и минимальные температурные напоры в охладителях пара и конденсата выбираются на основании технико-экономических расчетов.

Уменьшение температурных напоров приводит к повышению тепловой экономичности блока (за счет более полного использования теплоты отборного пара), но сопровождается ростом металлозатрат и капиталовложений в подогреватели. Можно рекомендовать следующие температурные напоры:

Минимальный температурный напор, °С	ПВД	ПНД
$\Delta t_{o.п.}$	10...15	7...12
$\Delta t_{c.п.}$	3...5	2...4
$\Delta t_{o.к.}$	6...10	3...6

Уравнение теплопередачи записывается в виде

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (5.2)$$

где k – коэффициент теплопередачи; F – поверхность теплообмена; Δt_{cp} – средний температурный напор.

Средний температурный напор для отдельных поверхностей нагрева подогревателей при противоточной схеме движения теплоносителей определяется как средний логарифмический

$$\Delta t_{cp}^{prot} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (5.3)$$

где Δt_B – определяется по бóльшей разнице конечных температур между греющим и нагреваемым теплоносителем; Δt_M – определяется по меньшей разнице конечных температур между греющим и нагреваемым теплоносителем.

Если схема движения теплоносителей отличается от противоточной, то средний температурный напор определяется по формуле $\Delta t_{cp} = \psi \Delta t_{cp}^{prot}$, где ψ – коэффициент схемы, который можно определить по литературе [27]. Для зон аппаратов, где теплообмен происходит с конденсацией или испарением одного из теплоносителей, $\psi = 1$.

Коэффициент теплопередачи для поверхностей нагрева из труб определяется по формуле

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_H} + \frac{1}{2\lambda_{тр}} \ln \left(\frac{d_H}{d_{BH}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{BH}} \right) + R_{загр}}, \quad (5.4)$$

где $d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2}$ – средний диаметр трубки, м; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопроводности материала трубок, Вт/(м·К); α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке труб; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки труб к нагреваемому теплоносителю; $R_{\text{загр}}$ – термическое сопротивление загрязнений трубок, для регенеративных подогревателей принимается 0, а для сетевых подогревателей и испарителей – $0,4 \cdot 10^{-4} \dots 1 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт. Для тонкостенных труб коэффициент теплопередачи можно определять по формуле для плоских стенок

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{загр}}}, \quad (5.5)$$

где S – толщина стенки.

Поверхность теплообмена подогревателя определяется из уравнения теплопередачи (5.2).

В охладителях пара и конденсата теплообмен происходит без изменения агрегатного состояния теплоносителей, а в собственно подогревателе – с изменением агрегатного состояния греющего теплоносителя.

Теплообмен с однофазной средой при продольном течении внутри труб и в каналах произвольной формы поперечного сечения при $l/d_3 > 40$ и турбулентном режиме ($Re > 10^4$) характеризуется уравнением

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (5.6)$$

где $Nu = \alpha \cdot d_3 / \lambda$ – число Нуссельта, в состав которого входит искомый коэффициент теплоотдачи α ; d_3 – определяющий размер: при течении среды в трубах используется внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$, а при продольном обтекании труб и каналов – эквивалентный диаметр $d_3 = 4f/P$, где P – смоченный периметр; f – площадь поперечного сечения канала, м².

Число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \omega d_3 / \nu, \quad (5.7)$$

где ω – скорость, м/с; ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Число Прандтля $Pr = \nu/a$, где a – коэффициент её температуропроводности, м²/с, характеризует физические свойства среды и определяется по таблицам [28]. Индексы «ж» и «ст» при числе Pr указывают на значения температуры, при которой определяется это число: жидкости или стенки. При нагревании воды или пара температура стенки труб близка к температуре среды и значение $Pr_{\text{ст}}$ оказывается близким значению $Pr_{\text{ж}}$. Отношение $Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}}$ в этом случае принимают равным 1.

При развитом турбулентном движении жидкости ($Re > 10^4$) в трубах и прямолинейных каналах некруглого сечения с достаточной степенью точности можно использовать вместо (5.6) уравнение вида

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \varepsilon_l \varepsilon_{сп}, \quad (5.8)$$

где коэффициент ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине канала. Если $l/d_3 \geq 50$, то $\varepsilon_l = 1$, при $l/d_3 < 50$ значения ε_l определяются по табл. 5.1.

Таблица 5.1

Значения коэффициента ε_l в формуле (5.7)

Re	l/d_3							
	1	2	5	10	15	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01

Коэффициент $\varepsilon_{сп}$ учитывает турбулизацию потока за счет поворота в спиральных трубах ПВД:

$$\varepsilon_{сп} = (1 + 11,11 D_{вн} n_{вит} n_{пл} / L_{сп}), \quad (5.9)$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр наименьшего витка спирали, м; $n_{вит}$ – число витков в одной плоскости спирали; $n_{пл}$ – число полостей у спиральной трубы (одинарная или двойная спираль); $L_{сп}$ – длина спирали, м.

Входящие в числа подобия теплофизические параметры сред определяются при средней расчетной температуре теплоносителя.

При ламинарном движении жидкости, когда значения числа Re меньше 2200, коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_l, \quad (5.10)$$

где $Gr = \beta g d_3^3 \Delta t / \nu^2$ – число Грасгофа; Δt – разность между температурами стенки и теплоносителя, °C; $\beta = 1/t$ – коэффициент объемного расширения, $1/^\circ\text{C}$.

При значении числа $Re = 2200 \dots 10^4$ (переходный режим движения) коэффициент теплоотдачи определяется из выражений (5.6) или (5.8) с учетом поправки ϕ , значение которой определяется из табл. 5.2.

Таблица 5.2

Значения поправочного коэффициента φ

Re	2200	2300	2500	3000	3500	5000	6000	7000	10000
φ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,86	0,91	0,96	0,99

В охладителях пара и конденсата передача теплоты к поверхности нагрева происходит без изменения агрегатного состояния пара при внешнем поперечном омывании пучков прямых или спиральных труб. При турбулентном течении пара ($Re > 6 \cdot 10^3$) уравнение для определения коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$Nu = C \varepsilon_z Re^m Pr^n \left(\frac{S_1 - d_n}{S_2 - d_n} \right)^p, \quad (5.11)$$

где S_1, S_2, d_n – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока и наружный диаметр труб соответственно, м; ε_z – коэффициент, учитывающий влияние количества рядов труб z вдоль потока (для подогревателей ТЭС $z > 20$; $\varepsilon_z = 1$). Значения коэффициента C и показателей степени m, n и p принимаются из табл. 5.3.

Таблица 5.3

Значения коэффициентов в уравнении (5.11)

Характеристика пучка труб	C	m	n	p
Коридорный из гладких прямых труб	0,2	0,64	0,35	0
Шахматный или спиральный	0,305	0,6	0,35	0,25
Спиральный при $Re > 105$	0,027	0,84	0,4	0

Для гладкотрубного пучка труб, наклоненного к потолку под углом φ , выражение (5.11) дополняется поправкой $\varepsilon_\psi = 0,25 \sin(2\varphi - 70) + 0,75$.

При смешанном (поперечном и продольном) омывании пучков труб коэффициент теплоотдачи определяется отдельно для каждой части пучка и усредняется по соответствующей поверхности теплообмена:

$$\alpha = \frac{\alpha_{\text{поп}} F_{\text{поп}} + \alpha_{\text{прод}} F_{\text{прод}}}{F_{\text{поп}} + F_{\text{прод}}}. \quad (5.12)$$

Для расчета теплообмена в элементах подогревателей, где изменения агрегатного состояния теплоносителей не происходит, необходимо выбрать скорость движения среды (после определения конструктивных размеров подогревателя скорость уточняется). Скорость движения теплоносителей выбирается на основании технико-экономических расче-

тов. Увеличение скорости улучшает условия теплообмена, что приводит к снижению поверхности теплообмена, т. е. снижению стоимости подогревателей. В то же время с увеличением скорости возрастает гидравлическое сопротивление движению жидкости, что приводит к возрастанию мощности, затрачиваемой на перекачивание. Оптимальные значения скорости в значительной степени зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе. Для ПНД значения скорости принимаются 1,7...2,2 м/с при дешевом топливе и 1,5...1,8 м/с при дорогом; для ПВД соответственно 1,6...1,9 и 1,5...1,7 м/с.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на вертикальных трубах, Вт/(м²·К), определяется по формулам [15]:

- для $Re_k \leq 100$ $\alpha_1 = 1,13 Re_k^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{g}{v_k^2} \right)^{\frac{1}{3}} \lambda_k;$ (5.13)

- для $100 < Re_k < 400$ $\alpha_1 = [0,185 + \frac{5,8}{Re_k}] \left(\frac{g}{v_k^2} \right)^{\frac{1}{3}} \lambda_k,$ (5.14)

а на горизонтальных трубах:

- для $Re_k \leq 40$ $\alpha_1 = 0,95 Re_k^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{g}{v_k^2} \right)^{\frac{1}{3}} \lambda_k;$ (5.15)

- для $40 < Re_k < 400$ $\alpha_1 = 0,19 Pr_k^{\frac{1}{3}} \left(\frac{g}{v_k^2} \right)^{\frac{1}{3}} \lambda_k,$ (5.16)

где число Рейнольдса для пленки конденсата на вертикальных трубах определяется как

$$Re_k = \frac{qH_a}{\mu_k r_k}, \quad (5.17)$$

где H_a – активная длина труб, принимается 0,4...1,2 м, а на горизонтальных трубах

$$Re_k = \frac{q \pi d_n m}{\mu_k r_k}, \quad (5.18)$$

где m – среднее число труб в вертикальном ряду трубного пучка между лотками отвода конденсата, можно принять $m = 10...16$.

Теплофизические параметры конденсата, входящие в уравнения (5.13)–(5.18), определяются по температуре насыщения t_s : v_k – удельный

объем, м³/кг; μ_k – коэффициент динамической вязкости, Па·с; λ_k – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); Pr_k – число Прандтля; r_k – удельная теплота парообразования, кДж/кг. Коэффициент кинематической вязкости $\nu_k = \mu_k \cdot \rho_k$, м²/с.

Расчетное число трубок в одном ходе воды подогревателя определяется по формуле

$$N_{1x} = \frac{4G_B \nu_B}{\pi d_{BH}^2 \omega_B}. \quad (5.19)$$

Общее число трубок в подогревателе $N = zN_{1x}$, где z – число ходов воды.

Внутренние расчетные диаметры патрубков подвода и отвода теплоносителей определяются по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4G\nu}{\pi\omega}}, \text{ м}, \quad (5.20)$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с; ν – удельный объем, м³/кг; ω – скорость, м/с. Скорости принимаются: для пара 30...50; питательной воды 4...6; основного конденсата и прочей воды под давлением насосов 2...3; воды самосливом 0,5...1,5 м/с. Если патрубки выполняют из стандартных труб, то по условному диаметру d_y , близкому к внутреннему расчетному, и давлению теплоносителя по литературе [24, 34] подбирают стандартную трубу.

Гидравлический расчет подогревателя заключается в определении его гидравлического сопротивления от входа до выхода по одному или обоим теплоносителям.

Для любого элемента или участка подогревателя гидравлическое сопротивление определяется выражением

$$\Delta P = \left(\sum \lambda \frac{l}{d_3} + \sum \zeta_m \right) \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (5.21)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения (зависит от шероховатости стенок труб Δ и от режима движения теплоносителя, определяемого числом Re); l – средняя длина труб (рабочая); d_3 – эквивалентный диаметр труб; $\sum \zeta_m \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$ – гидравлические потери при движении теплоносителя, вызванные местными сопротивлениями (поворотами, сужени-

ями или расширениями и т. п.); ρ – плотность; ω – скорость теплоносителя.

С достаточной степенью точности это значение может быть определено из выражения

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d_3} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (5.22)$$

где Δ – для стальных труб принимают 0,02 мм, для латунных – 0,01 мм.

Коэффициенты местного сопротивления ξ_m для различных элементов подогревателей приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Значения ξ_m для различных элементов подогревателей

Вход и поворот во входной и выходной камерах	1,5
Поворот потока на 180° через промежуточную камеру	2,5
Поворот потока на 180° в трубах	0,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5...1
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1
Вход потока в спираль	1,25
Выход из спирали	1
Влияние числа витков спирали (для 1-го витка)	0,5

Потери давления в межтрубном пространстве подогревателя при конденсации пара незначительны, и ими в большинстве случаев можно пренебречь. Потери давления в межтрубном пространстве охладителей конденсата определяются по формулам (5.21), (5.22).

Гидравлическое сопротивление по пару встроенного охладителя пара ПВД можно определить по формуле

$$\Delta P = 6mD_{\text{сп.н}} \left(\frac{D_{\text{п}}}{f} \right)^2 \frac{1}{2\rho}, \text{ МПа}, \quad (5.23)$$

где m – число секций, последовательно омываемых паром; $D_{\text{сп.н}}$ – наружный диаметр спирали, м; $D_{\text{п}}$ и ρ – расход и плотность пара; f – площадь сечения для прохода пара, м².

5.1.1. Конструкторский тепловой расчет пароводяных поверхностных подогревателей

Для конструкторского расчета поверхностного подогревателя должны быть заданы следующие исходные данные: параметры греющего теплоносителя: давление P_{Γ} и температуры t_{Γ} на входе и выходе; параметры нагреваемого теплоносителя: давление P_{χ} и температуры t_{χ} на входе и выходе либо величины, определяющие их, например, в пароводяных подогревателях – недогрев воды до температуры насыщения θ , нагрев воды Δt и т. п. Также задаются тепловой поток Q или расход одного из теплоносителей: греющего G_{Γ} или нагреваемого G_{χ} . При этом ряд параметров в задании может отсутствовать, если они однозначно определяются по заданным.

Принимаются наружный диаметр трубок d_n и толщина их стенки S ; тип подогревателя: В – вертикальный; Г – горизонтальный; металл трубок: Л – латунь; СН – нержавеющая сталь; СУ – углеродистая сталь. Теплопроводность материала трубок принимается, Вт/(м·К), для латуни – 104...106, нержавеющей стали – 16...21 и углеродистой – 46...52.

Конструкторский расчет поверхностного подогревателя можно разбить на четыре этапа:

1. Тепловой расчет – в результате которого определяются все расходы и параметры теплоносителей, а также коэффициент теплопередачи подогревателя k и поверхность теплообмена F .

2. Конструирование подогревателя – где для камерных подогревателей определяются: число ходов воды z ; число N и длина L трубок; диаметр трубного пучка $D_{\text{тр}}$; диаметры патрубков всех подводимых и отводимых потоков теплоносителей. Для коллекторно-спиральных подогревателей определяются: число N и длина L трубок; число витков $N_{\text{вит}}$ и наружный диаметр $D_{\text{сп.н}}$ спирали; диаметр $d_{\text{кол}}$ и высота $H_{\text{кол}}$ коллектора; внутренний диаметр корпуса подогревателя $D_{\text{к.вн}}$; диаметры патрубков всех подводимых и отводимых потоков теплоносителей.

3. Гидравлический расчет – в результате которого определяется гидравлическое сопротивление подогревателя по одному или обоим теплоносителям.

4. Расчет на прочность элементов подогревателя.

5.1.1.1. Алгоритм теплового расчета пароводяного подогревателя

1. Температура насыщения в подогревателе $t_s = f(P_{\Pi})$.
2. Температура воды на выходе из подогревателя $t_{\text{в.вых}} = t_s - \theta$, °С.
3. Температура воды на входе в подогреватель $t_{\text{в.вх}} = t_{\text{в.вых}} - \Delta t$.

4. Средняя температура воды в трубках $t_{в.ср} = (t_{в.вх} + t_{в.вых})/2$, °C.
5. Параметры нагреваемой воды определяются по [31] как $f(P_в, t_{в.ср})$:
 $\nu_в$ – удельный объем, м³/кг; $\mu_в$ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; $\lambda_в$ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $Pr_в$ – критерий Прандтля. Коэффициент кинематической вязкости $\nu_в = \mu_в \cdot \nu_в$, м²/с.
6. Средний температурный напор определяется по уравнению (5.3), где $\Delta t_Б = t_с - t_{в.вх}$, °C; $\Delta t_М = t_с - t_{в.вых}$.
7. Энтальпии пара и воды, кДж/кг:
 - пара на входе в подогреватель $h_п = f(P_п, t_п)$;
 - конденсата пара на выходе из подогревателя $h' = f(P_п)$;
 - воды на выходе из подогревателя $h_{в.вых} = f(P_в, t_{в.вых})$;
 - воды на входе в подогреватель $h_{в.вх} = f(P_в, t_{в.вх})$.
8. Из уравнения теплового баланса подогревателя (5.1) определяем тепловой поток и неизвестный расход.
9. Внутренний диаметр трубок $d_{вн} = d_n - 2S$.
10. Принимаем скорость воды в трубках $\omega_в$ 1,5...2 м/с для получения турбулентного режима течения.
11. Первоначально принимаем число ходов воды $z = 1$.
12. По формуле (5.18) определяем расчетное число трубок в одном ходе воды. Общее число трубок в подогревателе $N = zN_{1х}$.
13. По формуле (5.7) определяем число Рейнольдса для воды.
14. В зависимости от значения числа Рейнольдса по формулам (5.6)–(5.10) определяем число Нуссельта.
15. По формуле (5.7) определяем коэффициент теплоотдачи от трубок к воде α_2 .
16. По температуре насыщения $t_с$ определяем для конденсата: $\nu_к$ – удельный объем, м³/кг; $\mu_к$ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; $\lambda_к$ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $Pr_к$ – число Прандтля; $r_к$ – удельную теплоту парообразования, кДж/кг. Коэффициент кинематической вязкости $\nu_к = \mu_к \cdot \nu_к$, м²/с.
17. Принимаем коэффициент теплопередачи $k' = 2,5...4,5$ кВт/(м²·К) и определяем удельный тепловой поток $q = k' \cdot \Delta t_{ср}$, кВт/м².
18. По формулам (5.17), (5.18) определяем число Рейнольдса для пленки конденсата.
19. В зависимости от значения числа Рейнольдса определяем по формулам (5.13)–(5.16) коэффициент теплоотдачи α_1 .
20. По формуле (5.4) или (5.5) определяем коэффициент теплопередачи.

21. Определяем относительную погрешность расчета коэффициента теплопередачи $\delta k = \frac{k - k'}{k} \cdot 100$, если $\delta k > 2 \%$, то необходимо принять

$k' = k$ и произвести пересчет с п. 17.

22. На основе уравнения (5.2) определяем величину поверхности теплообмена F , м².

5.1.1.2. Конструирование камерного подогревателя

Длина трубки определяется по уравнению

$$L = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} N}, \text{ м.} \quad (5.24)$$

Диаметр трубного пучка

$$D_{\text{тр}} = 1,05t \sqrt{\frac{N}{\psi}}, \text{ м,} \quad (5.25)$$

где t – шаг между осями трубок, определяется как $t = d_{\text{н}} \bar{t}$, м, где $\bar{t}$ – относительный шаг, принимается 1,3...1,4 при вальцовке трубок и 1,25 при приварке трубок к трубной доске; ψ – коэффициент заполнения трубной доски, принимается $\psi = 0,85...0,95$ при $Z = 1$, $\psi = 0,7...0,8$ при $Z = 2$ и $\psi = 0,45...0,6$ при $Z = 4, 6$.

Число ходов воды выбирают так, чтобы отношение $L/D_{\text{тр}}$ было в пределах 2...4 для вертикальных и 4...6 для горизонтальных подогревателей.

Патрубки подвода и отвода теплоносителей определяются на основе формулы (5.20).

5.1.1.3. Конструирование коллекторного подогревателя

Тепловой расчет коллекторного подогревателя подобен расчету камерного. Необходимо только учитывать, что скорость воды в трубах зависит от их числа, а число труб – от числа секций в подогревателе. Трубы представляют свитые в одной или двух плоскостях спирали, расположенные горизонтально. Перегородками для отвода конденсата подогреватель разделен на секции. В секции располагается 5...6 двухплоскостных или 10...12 одноплоскостных спиралей, таким образом, число плоскостей спиралей в вертикальном ряду $m = 10...12$. Обычно подогреватель выполняется однокходовым. Число труб определяется следующим образом. Принимаем скорость воды в трубах $\omega_{\text{в}} = 1,6...1,9$ м/с и по формуле (5.19) определяем число труб N .

По формуле $N_{\text{сек}} = \frac{N}{mN_{\text{кол}}}$ определяем число секций с округлением до ближайшего целого. Уточняем число труб $N = N_{\text{сек}} m N_{\text{кол}}$.

По формуле $\omega_{\text{в}} = \frac{4G_{\text{в}} v_{\text{в}}}{\pi d_{\text{вн}}^2 N}$ уточняем скорость воды в трубах, м/с, которая дальше используется при расчете коэффициента теплоотдачи α_2 , при этом также учитываем коэффициент $\varepsilon_{\text{сп}}$ (5.9).

Коэффициент теплоотдачи α_1 определяется для горизонтальных труб.

Длина спиральной трубы L , м, определяется по уравнению (5.21).

Если $L < 20$ м, то принимают к установке одноплоскостную спираль, иначе – двухплоскостную.

Внутренний диаметр $D_{\text{сп.вн}}$ принимается 200...300 мм для одноплоскостной и 150...200 мм для двухплоскостной спирали.

Число витков спирали определяется по формуле

$$n_{\text{вит}} = \sqrt{\frac{\beta L}{n_{\text{пл}} \pi t} + X^2} - X, \quad (5.26)$$

где параметр $X = \left(\frac{D_{\text{сп.вн}}}{t} - 1 \right) / 2$; параметр $\beta = 0,98$; $n_{\text{пл}}$ – число плоскостей спирали (1 или 2); $t = d_{\text{н}} + \delta_{\text{сп}}$ – шаг между витками спирали, где $\delta_{\text{сп}}$ – зазор между витками спирали, принимают 4 мм.

Наружный диаметр спирали

$$D_{\text{сп.н}} = D_{\text{сп.вн}} + 2n_{\text{вит}} t + \delta_{\text{сп}}. \quad (5.27)$$

Внутренний диаметр коллектора

$$d_{\text{кол}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{в}} v_{\text{в}}}{\pi \omega_{\text{кол}} N_{\text{кол}} / 2}}, \quad (5.28)$$

где скорость воды в коллекторе $\omega_{\text{кол}} = 4...6$ м/с. Для коллектора выбираем стандартную трубу [23, 33] с наружным диаметром $d_{\text{кол.н}}$ и толщиной стенки S .

Высота коллектора

$$H_{\text{кол}} = \left(\frac{2n_{\text{пл}} N}{N_{\text{кол}}} - 1 \right) \left(t + \frac{\delta_{\text{пер}} N_{\text{пер}}}{m} \right), \quad (5.29)$$

где $\delta_{\text{пер}}$ – толщина перегородок, принимается 4...6 мм; $N_{\text{пер}} = N_{\text{сек}} - 1$ – количество перегородок.

Внутренний диаметр корпуса выбирается как большее значение из двух, рассчитанных по следующим парам уравнений:

- при четырехколлекторной компоновке:

$$1) D_{\text{к.вн}} = 2,414D_{\text{сп.н}} + 2\delta_1' + 1,4\delta_2;$$

$$2) D_{\text{к.вн}} = 1,41(D_{\text{сп.н}} + 2\delta_3) + 2,41d_{\text{кол.н}} + 2\delta_1;$$

- при шестиколлекторной компоновке:

$$1) D_{\text{к.вн}} = 3D_{\text{сп.н}} + 2\delta_1' + 2,6\delta_2;$$

$$2) D_{\text{к.вн}} = 2(D_{\text{сп.н}} + 2\delta_3) + 3d_{\text{кол.н}} + 2\delta_1;$$

- при восьмиколлекторной компоновке:

$$1) D_{\text{к.вн}} = 3,61D_{\text{сп.н}} + 2\delta_1' + 2,6\delta_2;$$

$$2) D_{\text{к.вн}} = 2,61(D_{\text{сп.н}} + 2\delta_3) + 3,61d_{\text{кол.н}} + 2\delta_1,$$

где $\delta_1' = 20$ мм – зазор между спиралями и корпусом;

$\delta_1 = 80$ мм – зазор между коллектором и корпусом;

$\delta_2 = 4...6$ мм – зазор между спиралями;

$\delta_3 = 15...20$ мм – зазор между спиралями и коллектором.

5.1.2. Расчет гидравлического сопротивления

Расчет гидравлического сопротивления производится на основе формул (5.21) – (5.23) и табл. 5.4.

При расчете гидравлического сопротивления камерного подогревателя по воде необходимо составить расчетную схему движения воды в подогревателе, где учесть число ходов воды z , все входы и выходы воды в трубный пучок, повороты в водяной камере, длину и диаметр труб, вход воды в водяную камеру с поворотом на 90° и такой же выход из нее. У коллекторного подогревателя необходимо учесть потери давления по длине труб, на входе и выходе в них, влияние числа витков спирали, а также потери на входе и выходе коллекторов.

При расчете потерь давления в межтрубном пространстве ОК необходимо учесть потери на входе и выходе межтрубного пространства с поворотом на 90° , потери от огибания промежуточных перегородок при поперечном движении и потери от трения при продольном движении, которые зависят от длины труб и эквивалентного диаметра межтрубного пространства.

5.2. Расчет струйного отсека смешивающего подогревателя

Для расчета должны быть заданы следующие параметры: давление пара P_{Π} , температура пара t_{Π} или степень сухости x_{Π} на входе, расход воды G_B , нагрев воды в отсеке $\Delta t_{\text{отс}}$. Недогрев воды до температуры насыщения θ на выходе отсека принимают $4 \dots 6$ °С для первого отсека по ходу воды и $0,2 \dots 0,3$ °С для последнего. Также должен быть определен тип тарелки подогревателя: круглая (К) или прямоугольная (П).

5.2.1. Тепловой расчет струйного отсека

В результате теплового расчета необходимо определить: расходы пара на входе и выходе отсека; число отверстий в тарелке N ; геометрические размеры тарелки (длину и ширину для прямоугольной и диаметры входа и выхода пара для круглой); длину струи L .

Из теплового баланса отсека определяется расход конденсирующегося в отсеке пара

$$G_{\text{ПК}} = G_B \frac{h_{\text{в.вых}} - h_{\text{в.вх}}}{h_{\Pi} - h_{\text{в.вых}}}, \quad (5.30)$$

где G_B – расход воды через тарелку, кг/с; $h_{\text{в.вых}}$ – энтальпия воды на выходе, кДж/кг; определяется по выходным параметрам воды: $P_{\text{в}} = P_{\Pi}$ и $t_{\text{в.вых}} = t_s - \theta$; $h_{\text{в.вх}}$ – энтальпия воды на входе, кДж/кг; определяется по входным параметрам воды $P_{\text{в}}$ и $t_{\text{в.вх}} = t_{\text{в.вых}} - \Delta t_{\text{отс}}$; t_s – температура насыщения в подогревателе при давлении P_{Π} ; h_{Π} – энтальпия пара, кДж/кг; определяется по входным параметрам пара.

Расход пара на входе в струйный отсек

$$G_{\Pi} = G_{\text{П.вых}} + G_{\text{ПК}}, \quad (5.31)$$

где $G_{\text{П.вых}}$ – расход пара на выходе из струйного отсека, кг/с; для первого отсека по ходу воды отсека этот расход равен расходу выпара, который принимается $(0,2 \dots 0,3)$ % от G_B . Для следующих отсеков он будет равен расходу пара на входе предыдущих отсеков.

Число отверстий в тарелке определяется из уравнения неразрывности

$$N = \frac{4G_B \omega_B}{\pi d_0 \omega_B}, \quad (5.32)$$

где d_0 – диаметр отверстий, принимается $4 \dots 8$ мм; ω_B – скорость истечения воды из отверстий тарелки, которая определяется по формуле

$$\omega_B = \mu_0 k_c \sqrt{2gh_{\Gamma}}, \quad (5.33)$$

где μ_0 – коэффициент расхода для перфорированного листа, принимается равным 0,97; k_c – коэффициент, учитывающий сужение струи в отверстиях, принимается 0,7...0,85; h_T – гидростатический уровень воды на тарелке, м. Для равномерного распределения воды по тарелке необходимо, чтобы величина гидростатического уровня равнялась 60...100 мм.

Площадь перфорированной части тарелки при шахматной разбивке отверстий на тарелке равняется

$$F_{\text{перф}} = Nt \sin 60, \quad (5.34)$$

где $t = 18...20$ мм – шаг между центрами отверстий.

Для прямоугольной тарелки ширина зоны перфорации (глубина струйного пучка)

$$B = F_{\text{перф}} / L_{\text{вх}}, \quad (5.35)$$

где $L_{\text{вх}}$ – длина зоны перфорации тарелки, по которой входит пар в струйный отсек, при этом $L_{\text{вых}} = L_{\text{вх}}$. Первоначально можно принять $L_{\text{вх}} = 0,5...4$ м.

При расчете круглой тарелки с подводом пара в центре сначала определяют диаметр пароподводящей трубы

$$D_{\text{п.тр}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{п}} v_{\text{п}}}{\pi \omega_{\text{п.тр}}}}, \quad (5.36)$$

где $\omega_{\text{п.тр}} = 30...50$ м/с – скорость пара в трубе.

Диаметр струйного пучка на входе принимаем как $D_{\text{вх}} = (1,05...2,5) D_{\text{п.тр}}$.

Диаметр струйного пучка на выходе

$$D_{\text{вых}} = \sqrt{D_{\text{вх}}^2 + 4F_{\text{перф}} / \pi}. \quad (5.37)$$

Глубина струйного пучка $B = (D_{\text{вых}} - D_{\text{вх}})/2$.

Длину струй L определяют, используя формулу нагрева пучка струй при поперечном обтекании:

$$\lg \frac{t_s - t_{\text{в.вх}}}{t_s - t_{\text{в.вых}}} = 0,053 \frac{L(1 - \Pi)^7}{\text{Pr}^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{\omega_{\text{п}}}{\omega_{\text{в}}}\right)^2 \frac{g\rho''}{\sigma d_0}}, \quad (5.38)$$

где $\Pi = G_{\text{возд}} / D_{\text{см}}$ – отношение массового расхода воздуха, содержащегося в греющем паре, к суммарному расходу смеси воздуха и пара; $\omega_{\text{п}}$, $\omega_{\text{в}}$ – средняя скорости пара в струях и воды в отверстиях, м/с; Pr , σ , ρ'' – соответственно число Прандтля, коэффициент поверхностного натяжения для воды и плотность пара, определяются по температуре

насыщения. Длина струи должна находиться в пределах 0,2...0,7 м. Средняя скорость пара в отсеке ω_{Π} задается из условия того, что динамический напор $\rho\omega_{\Pi}^2$ должен быть в пределах 4...50 кг/(м·с²), а затем уточняется в результате расчета отсека.

Скорости пара на входе и выходе струйного отсека:

$$\omega_{\Pi}^{\text{BX}} = Gv''/F_{\text{BX}}; \quad \omega_{\Pi}^{\text{ВЫХ}} = Gv''/F_{\text{ВЫХ}},$$

где F_{BX} , $F_{\text{ВЫХ}}$ – живые сечения на входе и выходе пара в пучке струй, определяются:

– для прямоугольной тарелки:

$$F_{\text{BX}} = L \cdot L_{\text{BX}}(1 - d_0/t); \quad F_{\text{ВЫХ}} = L \cdot L_{\text{ВЫХ}}(1 - d_0/t);$$

– для круглой тарелки:

$$F_{\text{BX}} = L \cdot \pi D_{\text{BX}}(1 - d_0/t); \quad F_{\text{ВЫХ}} = L \cdot \pi D_{\text{ВЫХ}}(1 - d_0/t),$$

где t – шаг между центрами отверстий, принимается 18...20 мм.

Расчетное значение средней скорости пара в отсеке:

- при $\omega_{\Pi}^{\text{BX}}/\omega_{\Pi}^{\text{ВЫХ}} < 1,25$

$$\omega_{\Pi}^{\text{расч}} = (\omega_{\Pi}^{\text{BX}} + \omega_{\Pi}^{\text{ВЫХ}})/2; \quad (5.39a)$$

- при $\omega_{\Pi}^{\text{BX}}/\omega_{\Pi}^{\text{ВЫХ}} \geq 1,25$

$$\omega_{\Pi}^{\text{расч}} = (\omega_{\Pi}^{\text{BX}} - \omega_{\Pi}^{\text{ВЫХ}})/\ln(\omega_{\Pi}^{\text{BX}}/\omega_{\Pi}^{\text{ВЫХ}}). \quad (5.39б)$$

Расчетное значение скорости $\omega_{\Pi}^{\text{расч}}$ сравнивается с заданным ω_{Π} в формуле (5.38). В случае существенного ($> 0,1$ м/с) расхождения задается новое значение $\omega_{\Pi} = \omega_{\Pi}^{\text{расч}}$ и расчет повторяется. Можно также добиться равенства $\omega_{\Pi} = \omega_{\Pi}^{\text{расч}}$ путем изменения L_{BX} или D_{BX} . При этом D_{BX} не должен быть меньше $D_{\text{п.тр}} + 2t$, а $D_{\text{ВЫХ}}$ больше 3,5 м.

5.2.2. Гидравлический расчет струйного отсека

В результате гидравлического расчета необходимо определить гидравлическое сопротивление отсека по пару; динамический уровень воды на тарелке и высоту борта тарелки.

При нормальной работе над тарелкой устанавливается динамический уровень, превышающий h_{Γ} на сумму потерь давления при движении пара через струйный пучок $\Delta P_{\text{стр}}$ и потерь давления на преодоление местных сопротивлений при движении пара из одного отсека в другой $\Delta P_{\text{м}}$.

Потери давления при движении пара через струйный пучок

$$\Delta P_{\text{стр}} = B \cdot \Delta P_0 / [t \cdot \sin(60)], \text{ мм}, \quad (5.40)$$

где B – глубина струйного пучка, м; t – шаг отверстий в тарелке при размещении их по равностороннему треугольнику, м; ΔP_0 – гидравлическое сопротивление одного ряда струй (примерно 2 мм вод. ст.).

Потери давления на преодоление местных сопротивлений

$$\Delta P_{\text{м}} = \Sigma \xi_{\text{м}} \cdot \rho \omega_{\text{п}}^2 / (2g), \text{ мм}, \quad (5.41)$$

где $\Sigma \xi_{\text{м}}$ – сумма местных сопротивлений на входе и выходе струйного пучка и при перетекании пара между отсеками, принимается 3.

Откуда динамический уровень

$$h_{\text{д}} = h_{\text{Г}} + \Delta P_{\text{стр}} + \Delta P_{\text{м}}, \text{ мм}. \quad (5.42)$$

Высота бортов тарелок принимается на 60...70 % выше динамического уровня с учетом загрязнения и возможности перегрузки подогревателя

$$h_{\text{б}} = (1,6 \dots 1,7) h_{\text{д}}. \quad (5.43)$$

Контрольные вопросы

1. Чем конструкторский расчет отличается от поверочного?
2. Что такое недогрев поверхностного подогревателя? От чего он зависит?
3. Что такое средний температурный напор поверхностных подогревателей? Как он определяется?
4. Что такое коэффициент теплопередачи? Как он определяется?
5. Как определяется длина и число труб в поверхностном подогревателе?
6. Как определяется диаметр трубной доски камерного подогревателя?
7. Как определяется гидравлическое сопротивление поверхностного подогревателя камерного типа?
8. Какие параметры определяют нагрев струи в смешивающем подогревателе?
9. Как определяется число отверстий в тарелках смешивающих подогревателей?
10. Как определяются потери давления в струйном отсеке смешивающего подогревателя?

6. ДЕАЭРАТОРЫ

6.1. Назначение деаэрационной установки

Основное назначение деаэратора – удаление газообразных примесей из теплоносителя. Кроме этого, он выполняет еще ряд функций: как подогреватель смешивающего типа, причем при пониженных нагрузках турбины нагрев основного конденсата в деаэраторе может составлять до 50 °С и выше; как емкость для сбора высокотемпературных потоков; как источник пара постоянного давления для питания эжекторов, для подачи на уплотнения, на распыл мазута; как емкость запаса воды для аварийного останова котла. Деаэраторный бак является демпфирующей емкостью для обеспечения стабильного режима работы питательных насосов при резких колебаниях нагрузки турбины.

Деаэратор является теплообменником смешивающего типа, поэтому его использование в системе регенерации позволяет повысить тепловую экономичность турбоустановки за счет замены поверхностного регенеративного подогревателя смешивающим, а также ведет к удешевлению системы регенерации, т. к. стоимость деаэратора меньше стоимости поверхностного подогревателя (особенно ПВД). Струйный отсек деаэратора способен к быстрому и большому подъему температуры воды, что важно в переменных режимах работы турбоустановки.

Деаэраторная установка является удобным местом для приема и сбора высокопотенциальных потоков дренажа из различных узлов тепловой схемы турбоустановки (дренажи ПВД, пар из расширителей продувки, пар от штоков клапанов и т. д.). Вследствие вышеперечисленных причин деаэраторная установка включается в систему регенерации (по воде) между подогревателями низкого давления (ПНД) и питательными насосами и отделяет тракт основного конденсата от тракта питательной воды.

Присутствие кислорода и углекислого газа в питательной воде вызывает электрохимическую коррозию металла паросилового оборудования ТЭС и АЭС. Продукты коррозии, откладываясь на поверхностях нагрева котла и теплообменных аппаратах, вызывают резкое увеличение термического сопротивления стенок теплообменных труб, что может привести к перегреву экранных труб и сильному падению коэффициента теплопередачи. Поэтому предельное содержание O_2 и CO_2 в питательной воде нормируется в соответствии с [26].

Кислород и углекислый газ попадают в основной конденсат вследствие присосов воздуха через неплотности вакуумной системы турбоустановки и с добавочной водой.

Поступление углекислоты с присосами воздуха незначительно. Она образуется в конденсатно-питательном тракте за счет термического разложения бикарбонатов, поступающих с присосами технической воды, и последующего гидролиза карбонатов.

Для удаления газов из воды могут быть использованы химические и термические методы. *Химические методы* основаны на избирательном взаимодействии удаляемых газов с дозируемыми реагентами. Практически химический метод применим только для удаления кислорода. Для этого используют гидразин. Вместе с гидразином в воду могут поступать вредные примеси. Кроме того, гидразин является токсичным веществом. Поэтому на ТЭС и АЭС применяют в основном *термическую деаэрацию*. Термические деаэраторы позволяют удалять из воды любые растворенные в воде газы и не вносят никаких дополнительных примесей в воду. Рассмотрим принцип работы термического деаэратора.

6.2. Принцип работы термического деаэратора

Принцип работы термического деаэратора основан на использовании законов Генри и Дальтона.

Равновесная концентрация растворенного в воде газа $C_{Г}$, мг/кг, прямо пропорциональна парциальному давлению газа над поверхностью воды.

В соответствии с законом Генри равновесная концентрация растворенного в жидкости i -го газа $C_{Г.i}$ прямо пропорциональна парциальному давлению этого газа над поверхностью жидкости

$$C_{Г.i} = k_{Г.i} P_{Г.i}, \text{ мг/кг}, \quad (6.1)$$

где $k_{Г.i}$ – коэффициент Генри (постоянная фазового равновесия) i -го газа, мг/(кг·Па); $P_{Г.i}$ – парциальное давление i -го газа над жидкостью, Па. Так, для кислорода, растворенного в воде, по закону Генри

$$C_{O_2} = k_{O_2} P_{O_2}, \quad (6.2)$$

где k_{O_2} – коэффициент Генри для кислорода; P_{O_2} – парциальное давление кислорода над водой.

Величина коэффициента Генри зависит от вида газа и температуры и не зависит от количественного состава и давления в системе.

Коэффициент Генри определяется через коэффициент абсорбции газа по формуле

$$k_{Г.i} = \alpha_{Г.i} \frac{\rho_{Г.i} 10^6}{\rho_{В} P_0}, \quad (6.3)$$

где $\alpha_{Г.i}$ – коэффициент адсорбции i -го газа, приведенный к нормальным условиям; $\rho_{Г.i}$ – плотность i -го газа при нормальных условиях; $\rho_{В}$ – плотность воды; $P_0 = 1,02 \cdot 10^5$ Па.

Зависимость коэффициента адсорбции для O_2 , CO_2 и N_2 от температуры воды приведена на рис. 6.1.

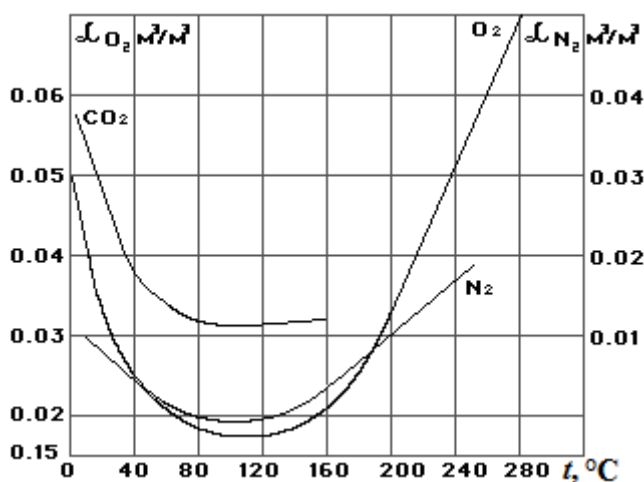


Рис. 6.1. Коэффициенты адсорбции для O_2 , CO_2 и N_2

Для вывода растворенных газов из воды – десорбции – необходимо нарушить фазовое равновесие между газами, находящимися над поверхностью воды и растворенными в ней. Для этого надо понизить парциальное давление удаляемых газов над поверхностью воды, что можно выполнить на основе уравнения Дальтона.

По закону Дальтона суммарное давление над поверхностью воды

$$P = P_{H_2O} + P_{O_2} + \Sigma P_{Г}, \quad (6.4)$$

где P_{H_2O} – парциальное давление водяных паров; $\Sigma P_{Г}$ – сумма парциальных давлений всех газов, растворенных в воде, кроме кислорода. С учетом (5.4) уравнение (5.2) можно записать в виде

$$C_{O_2} = k_{O_2} (P - \Sigma P_{Г} - P_{H_2O}). \quad (6.5)$$

Нагревом воды можно уменьшать содержание кислорода, поскольку коэффициент растворимости (k_{O_2}) уменьшается с ростом температуры и имеет минимум в интервале температур 40...170 °С. Несмотря на уменьшение количества кислорода в воде с повышением температуры оставшаяся его часть значительна. Так, при изменении температуры воды от 20 до 50 °С количество растворенного в воде кислорода уменьшается с 9 до 5 мг/кг, но оставшаяся часть кислорода (5 мг/кг) в сотни раз превышает допустимые уровни (10...50 мкг/кг).

Из уравнения (6.5) следует, что для сведения к нулю содержания кислорода в воде необходимо выполнение условия

$$P = P_{H_2O}. \quad (6.6)$$

Это условие выполняется при повышении температуры воды до температуры насыщения, т. е. до кипения. При температуре кипения давление над водой определяется давлением насыщенных паров воды, а количество растворенного в воде кислорода близко к нулю. Подогрев воды в деаэраторе осуществляется подводом пара из отбора турбины.

Для надежного удаления из воды газов необходимо прогревать всю массу воды до температуры насыщения. Недогрев воды до температуры насыщения на 1...3 °С сильно увеличивает остаточное содержание газов в воде.

Для выполнения условия (6.6) необходимо постоянно удалять выделившиеся из воды газы. Отводимая из деаэратора парогазовая смесь называется выпаром. Величина расхода выпара должна составлять от 1 до 5 кг на тонну воды в зависимости от давления в деаэраторе.

6.3. Факторы, влияющие на эффективность деаэрации

Эффективность деаэрации, т. е. остаточное содержание O_2 и CO_2 в воде, зависит от многих факторов. Основными факторами являются:

- недогрев воды до температуры насыщения;
- величина расхода выпара;
- тепловая и гидравлическая нагрузка деаэратора.

6.3.1. Влияние недогрева воды до температуры насыщения

При увеличении недогрева воды до температуры насыщения парциальное давление водяных паров падает, а парциальное давление газов над поверхностью воды возрастает, что приводит к уменьшению интенсивности процесса деаэрации и остаточное содержание O_2 и CO_2 в воде резко возрастает. Чем выше температура воды, тем больше недогрев влияет на концентрацию газов, что для кислорода показано на рис. 6.2.

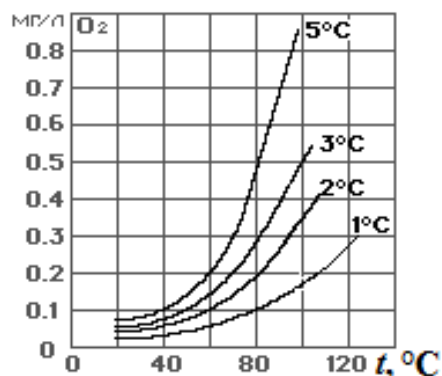


Рис. 6.2. Зависимость остаточного содержания кислорода от температуры и недогрева воды

Откуда следует, что для обеспечения глубокой деаэрации вода в деаэраторе должна быть нагрета практически до температуры насыщения. Допустимый недогрев воды – сотые доли градуса.

6.3.2. Влияние расхода выпара

Для обеспечения эффективной деаэрации выделяющиеся из воды газы должны непрерывно удаляться из деаэратора. Их удаление возможно только с частью пара. Смесь пара и выделяющихся в процессе деаэрации газов, удаляемая из деаэрационной колонки, называется выпаром. Чем больше величина выпара, тем лучше условия вентиляции деаэрационной колонки и эффективность деаэрации.

Однако, при удельной величине выпара, большей 2...3 кг/т деаэрируемой воды, остаточная концентрация кислорода практически не изменяется, что видно на рис. 6.3. Поэтому удельная величина выпара должна быть не меньше 1...2 кг/т.

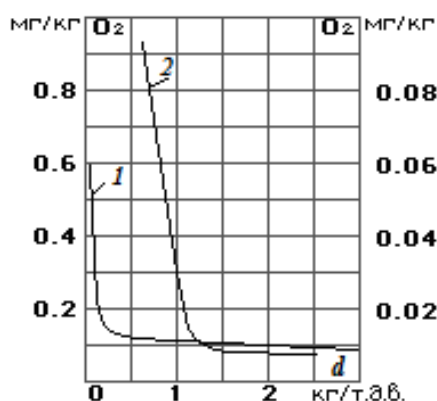


Рис. 6.3. Зависимость остаточной концентрации кислорода от удельного расхода выпара: 1 – CO₂; 2 – O₂

6.3.3. Влияние тепловой и гидравлической нагрузки деаэратора

При понижении температуры деаэрируемой воды на входе (при постоянном ее расходе) тепловая нагрузка деаэратора возрастает.

При этом может наступить такой режим, когда вода не успевает за время нахождения в деаэраторе нагреться до температуры насыщения, вследствие чего эффективность деаэрации резко снижается (рис. 6.4).

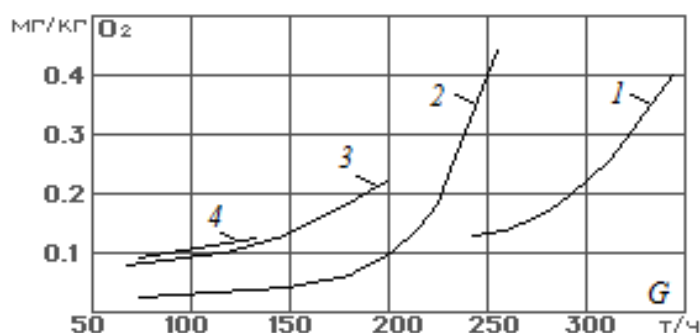


Рис. 6.4. Зависимость остаточной концентрации кислорода после струйных колонок повышенного давления от величины подогрева воды Δt и гидравлической нагрузки G (по данным ЦКТИ):
1 – $\Delta t = 40^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t = 50^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta t = 60^\circ\text{C}$; 4 – $\Delta t = 100^\circ\text{C}$

Такой режим называется режимом тепловой перегрузки.

Поэтому расчетный нагрев воды в деаэраторе ограничивается некоторой предельной величиной, обычно не превышающей $20\dots 25^\circ\text{C}$.

Для предупреждения тепловой перегрузки деаэратора вследствие снижения температуры воды на входе снижают ее расход, т. е. снижают гидравлическую нагрузку деаэратора.

Чрезмерное повышение температуры воды на входе в деаэратор (особенно до температуры, близкой к температуре насыщения) приводит к уменьшению расхода греющего пара, вплоть до полного прекращения его подачи. При этом условия вентиляции деаэрационной колонки ухудшаются и эффективность деаэрации значительно снижается. Поэтому таких режимов необходимо избегать.

Гидравлическая перегрузка возникает при значительном увеличении количества подаваемой в деаэратор воды против расчетного.

Вследствие этого может произойти ухудшение гидродинамических условий работы деаэратора, вода начинает протекать через колонку крупными потоками, не успевая нагреться до температуры насыщения и выделить газы, т. е. эффективность деаэрации также резко снижается. На рис. 6.5 показана зависимость предельной гидравлической нагрузки от величины нагрева воды в колонке ДСП-400.

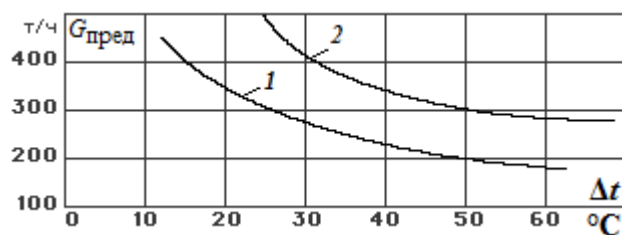


Рис. 6.5. Зависимость предельной гидравлической нагрузки от величины нагрева воды: 1 – расчетная; 2 – опытная

6.4. Типы деаэраторов

Для обеспечения эффективной деаэрации необходимы большая площадь и достаточное время контакта пара с нагреваемой водой. Увеличение площади контакта обеспечивается распылением воды на мелкие капли и струи, а также образованием тонких стекающих пленок. Увеличение времени контакта обеспечивается развитием деаэрационных колонок в высоту. Наиболее эффективна противоточная схема движения пара и воды. Греющий пар подается снизу, а деаэрируемая вода – сверху.

Потоки воды с более высокой температурой (дренажи подогревателей, сепарат и др.) вводятся в промежуточную часть колонки. Выпар отводится из верхней части деаэрационной колонки. В зависимости от способа организации контакта пара и воды деаэраторы делятся на следующие основные типы: струйные; пленочные; барботажные; комбинированные.

6.4.1. Струйные деаэраторы

В деаэраторе струйного типа деаэрируемая вода системой дырчатых тарелок 6 разделяется на струи, стекающие каскадом вниз. Снизу, навстречу струям воды, движется пар (рис. 6.6). Характер обтекания паром струй приближается к поперечному. Расположение нескольких тарелок по высоте колонки увеличивает общее время пребывания воды в ней. Площадь отверстий в тарелке составляет около 8 % от общей площади тарелки.

Основной конденсат поступает через патрубок 1 в кольцевую камеру, откуда через порог переливается на первую тарелку, в которой имеется горловина для прохода выпара. Потоки «горячих» дренажей (от ПВД и других узлов) подаются и разбрызгиваются над промежуточными тарелками. Пар подводится в нижней части через патрубок 4. Выпар удаляется в верхней части колонки через патрубок 2. Для эффективной деаэрации необходимо не менее 4–6 тарелок 3.

Основные недостатки струйных деаэраторов:

- низкая эффективность дегазации воды, вследствие эжектирования газов струями;
- большая высота деаэрационных колонок;
- эффективность деаэратора резко понижается как при небольших перегрузках (на 10...15 %), так и при нагрузках менее 40 %.

К достоинствам этих деаэраторов следует отнести простоту конструкции и широкий диапазон величины нагрева воды в переменном режиме. Из-за чего они нашли широкое применение в деаэраторах комбинированного типа.

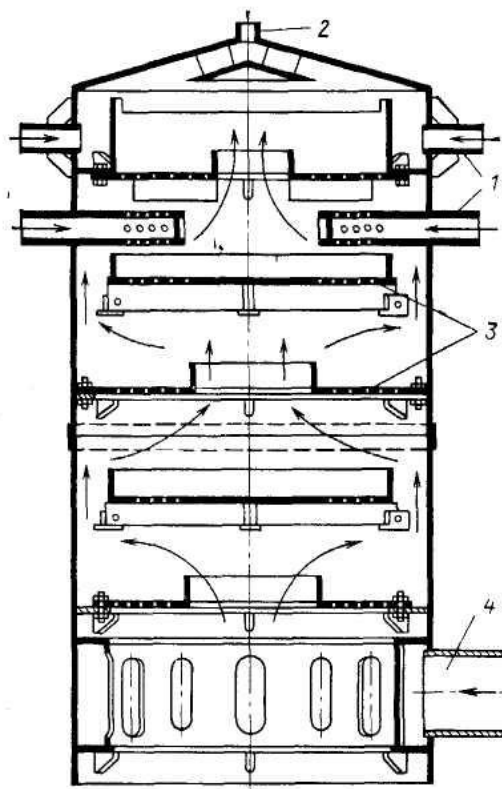


Рис. 6.6. Колонка струйного деаэратора:
1 – подвод воды; 2 – отвод выпара;
3 – тарелки; 4 – подвод греющего пара

6.4.2. Пленочные деаэраторы

В пленочных деаэраторах деаэрируемая вода в виде тонкой пленки стекает по поверхности насадки. Снизу, навстречу пленке воды, движется греющий пар, т. е. имеет место противоточная схема. По способам выполнения насадки различают деаэраторы с упорядоченной и неупорядоченной насадкой.

Упорядоченная насадка выполняется из параллельных листов различной формы: плоских вертикальных и наклонных, зигзагообразных, цилиндрических и других, которые собираются в пакеты. Удельная площадь орошения достигает $80 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Неупорядоченная насадка выполняется в виде свободной засыпки из множества небольших элементов различной формы, размещаемой на опорной решетке деаэрационной колонки.

Элементы неупорядоченной насадки рекомендуется изготавливать из нержавеющей стали вследствие повышенной коррозии в среде с большой концентрацией агрессивных газов. Удельная площадь орошения составляет $30 \dots 40 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

В качестве элементов неупорядоченной насадки применяют: кольца в виде полых цилиндров (кольца Рашига); кольца с продольными перегородками (кольца Лессинга, кольца с крестообразными перегородками, кольца Палля); элементы седлообразной формы (седла Берля, седла Инталлокс); омегаобразные насадки.

Деаэраторы пленочного типа более устойчивы в работе, чем струйные, но имеют большое гидравлическое сопротивление по пару, большие металлоемкость и стоимость. Дополнительным недостатком деаэраторов с неупорядоченной насадкой является неустойчивость насадочного слоя и возможность его перемещения под воздействием воды, что приводит к гидравлическим перекосам и снижению эффективности деаэрации. В настоящее время деаэраторы пленочного типа практически не выпускаются.

6.4.3. Барботажные деаэраторы

В барботажных деаэраторах пар под давлением вводится в поток воды через отверстия или щели перфорированного листа, в результате чего в воде образуется пузырьковая или пенная структура. Проходя через воду, пар нагревает ее до кипения и выносит вышедшие в него газы. В барботажном слое поверхность соприкосновения фаз воды и пара во много раз больше, чем у струйных и пленочных деаэраторов, при значительно меньших размерах. Эффективность барботажных деаэраторов в десятки раз выше, чем струйных и пленочных. К недостаткам следует отнести возможность гидроударов при подводе холодной воды с температурой ниже температуры насыщения более 10 °С, а также необходимость поддержания работы без разрушения барботажного слоя.

Барботажные деаэраторы делятся на 2 группы: с затопленными и с незатопленными барботажными устройствами.

Затопленные барботажные устройства располагаются под слоем воды в аккумуляторном баке и обеспечивают дегазацию воды непосредственно в баке. К достоинствам затопленных барботажных устройств относится перегрев воды и эффект дегазации перегретой воды в аккумуляторном баке, а к недостаткам: усложнение конструкции аккумуляторного бака; отдельный подвод пара с повышенным давлением к барботажному устройству; возможность заброса воды через паровую трубу в турбину при сбросе нагрузки.

Незатопленные барботажные устройства находятся в колонке деаэратора. Они выполняются двух типов: с непровальными (рис. 6.7) и провальными тарелками.

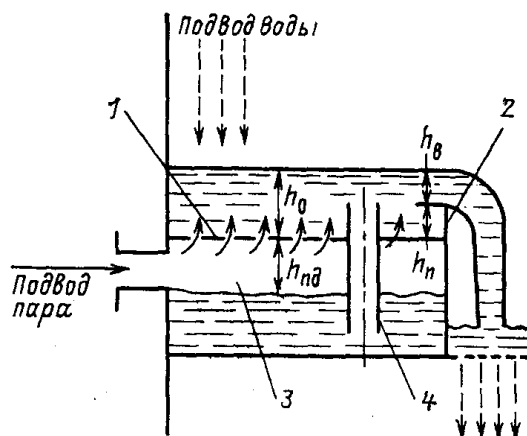


Рис. 6.7. Барботажное устройство с непровальной тарелкой:

1 – дырчатый лист; 2 – порог водослива;
3 – паровая подушка; 4 – труба для вытеснения воды

Непровальная барботажная тарелка представляет собой дырчатый лист, на который сверху поступает вода, а снизу подводится пар. Двигаясь по дырчатому листу, вода непрерывно обрабатывается паром, подводимым под лист и проходящим через отверстия в нем.

При нормальных режимах работы из-за разности давлений под листом образуется паровая подушка, которая предотвращает провал жидкости через отверстия, что обеспечивает устойчивый режим работы.

Провальная барботажная тарелка отличается тем, что под дырчатым листом поддерживается минимальная паровая подушка, поэтому пар и жидкость попеременно проходят через одни и те же отверстия, вследствие чего обработка воды паром по поперечному сечению происходит неравномерно и устройство работает неустойчиво в переменных режимах.

Достоинством незатопленных барботажных устройств является небольшое паровое сопротивление и исключается возможность заброса воды в турбину при сбросе нагрузки, а недостатком – отсутствие эффекта дегазации перегретой воды и невозможность деаэрации воды, находящейся в аккумуляторном баке.

6.4.4. Комбинированные деаэраторы

Комбинированные деаэраторы – это деаэраторы, сочетающие барботажный принцип работы и струйный или пленочный.

Наиболее часто применяются комбинированные деаэраторы струйно-барботажного типа. При этом струйные отсеки обеспечивают необходимый нагрев воды, а барботажные – эффективную деаэрацию.

Струйно-барботажные деаэраторы по расположению колонки делятся: на деаэраторы с вертикальными колонками и деаэраторы с горизонтальными колонками.

Наиболее распространены деаэраторы с вертикальными колонками, однако в деаэраторах питательной воды большой производительности с целью уменьшения их высоты применяются горизонтальные колонки.

По давлению греющего пара (давлению в деаэрационной колонке) термические деаэраторы делятся на следующие типы: вакуумные; атмосферные и деаэраторы повышенного давления.

В вакуумном деаэраторе давление поддерживается на уровне 0,01...0,075 МПа. Отвод газов осуществляется паровым или водоструйным эжектором. Применяются в составе деаэрационной установки подпитки теплосети. Вместо греющего пара в деаэратор может вводиться сетевая вода с температурой 100...150 °С, которая является греющим агентом.

В атмосферных деаэраторах давление поддерживается на уровне 0,12 МПа с целью эвакуации газов из колонки без эжекторов. Применяются для деаэрации добавочной воды котлов, подпиточной воды теплосети и конденсата, возвращаемого с производства.

Деаэраторы повышенного давления применяются для деаэрации питательной воды. Рабочее давление в деаэраторе обычно устанавливается на уровне 0,6...0,7 МПа. На АЭС для уменьшения числа ПВД используются деаэраторы с рабочим давлением $P_p = 1,0...1,2$ МПа.

6.5. Конструкции деаэрационных колонок

Для деаэрации питательной воды в настоящее время в основном применяются колонки с одним струйным и одним барботажным отсеком.

На рис. 6.8 приведена схема работы колонки струйно-барботажного типа с расходом воды до 1000 м³/ч.

Основной конденсат через патрубки 1 поступает в смесительно-распределительное устройство 2, откуда через горловину 3 сливается на струйную тарелку 4. Вода, дробясь на струи, вступает в контакт с паром, нагревается и отдает часть растворенных газов, после чего попадает на перепускной лист 5, с которого через отверстие 13 сливается на барботажный лист 6 (по типу «непровальной барботажной тарелки»). Проходя вдоль барботажного листа, вода обрабатывается паром, проходящим через отверстия в листе, и через сливные трубы 7 уходит под уровень воды в гидрозатворе, из которого через горловину 9 сливается в бак-аккумулятор 8. Таким образом вода проходит две ступени очистки от газов, сначала в струйном отсеке, а затем в барботажном.

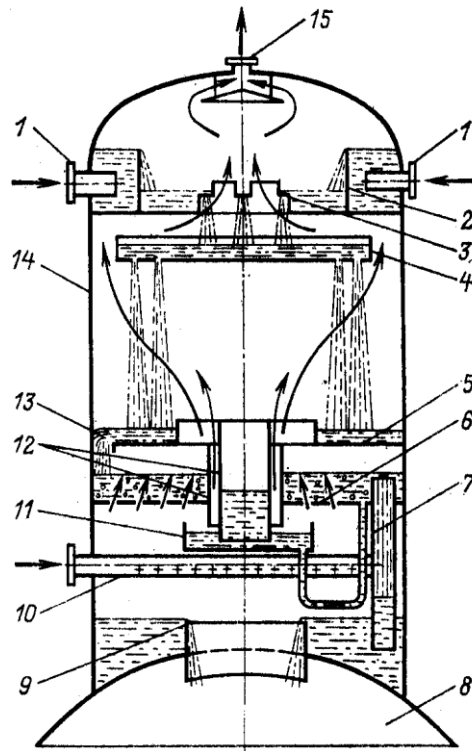


Рис. 6.8. Схема двухступенчатой струйно-барботажной колонки:

1 – подвод воды; 2 – смешительно-распределительное устройство; 3 – горловина смешительного устройства; 4 – перфорированная тарелка; 5 – перепускной лист; 6 – перфорированный лист барботажного устройства; 7 – сливные трубы; 8 – бак-аккумулятор; 9 – горловина бака; 10 – коллектор подвода пара; 11 – поддон; 12 – пароперепускные трубы; 13 – сегментное сливное отверстие; 14 – корпус колонки; 15 – отвод выпара

Пар через перфорированный коллектор 10 вводится вниз колонки под барботажный лист. Под действием разницы давлений под и над листом 6 пар проходит через отверстия в листе и слой воды. Слой воды пар проходит в виде пузырьковой структуры с очень большой поверхностью массообмена. Вода нагревается до температуры насыщения, и происходит интенсивный переход газов из воды в пар.

Для того чтобы при большом расходе пара через отверстия барботажного листа не разрушило пузырьковую структуру, предусмотрено пароперепускное устройство, которое состоит из поддона 11 и пароперепускных труб 12. В поддон через U-образные трубы заливается очищенная вода с выхода барботажного листа. Уровень воды в поддоне зависит от разницы давлений под листом 6 и над ним (эта разница давлений, измеренная в мм вод. ст., называется *паровая подушка*). Паровая подушка управляет гидрозатвором в поддоне 11, открывая или закрывая пропуск пара через пароперепускные трубы 12. Применение двух труб (секционирование) улучшает регулировочные свойства пароперепуск-

ного устройства. Сначала пар проходит через кольцевой зазор между наружной и внутренней трубой, а при возрастании паровой подушки открывается внутренняя труба и расход пара через пароперепускное устройство увеличивается.

После барботажного отсека пар через центральное отверстие в перепускном листе 5 попадает внутрь струйного пучка и, пройдя через струи, через горловину 3 уходит в патрубок выпара.

На рис. 6.9 показана схема работы деаэрационной колонки ДП-2000.

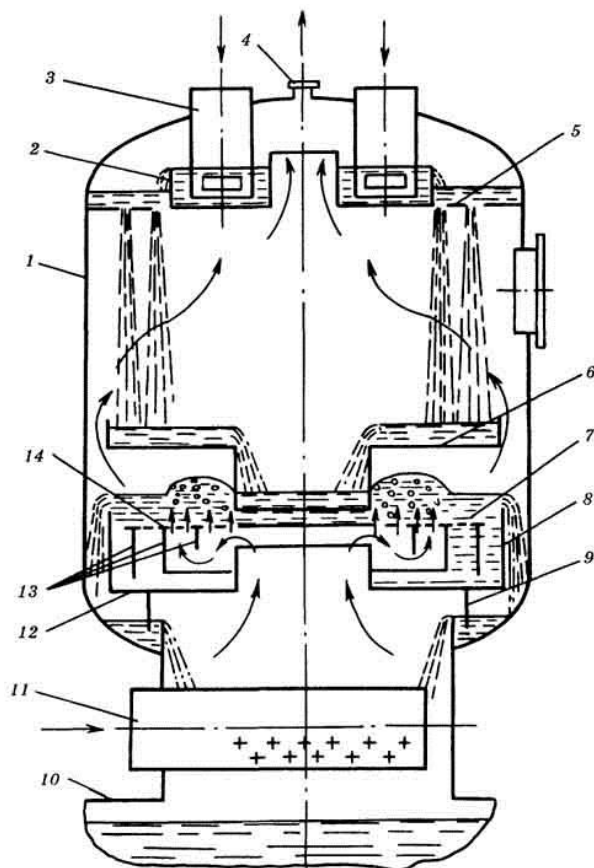


Рис. 6.9. Схема работы деаэрационной колонки ДП-2000:

1 – корпус колонки; 2 – смесительное устройство; 3 – подвод основного конденсата; 4 – выпар; 5 – тарелка струйного типа; 6 – перепускная тарелка; 7 – окно; 8 – порог; 9 – гидрозатвор; 10 – бак-аккумулятор; 11 – коллектор подвода пара; 12 – поддон; 13 – кольцевые перегородки; 14 – барботажный лист

Отличием этой колонки от предыдущей является то, что за счет подвода основного конденсата сверху сокращена высота колонки, а также изменена конструкция барботажного отсека.

Вода на барботажный лист 14 с перепускной тарелки 6 попадает в центр, откуда в радиальных направлениях течет к порогу водослива 8, расположенному по окружности поддона 12. При течении по листу вода

обрабатывается паром, проходящим через систему отверстий, расположенных по концентрическим окружностям на листе 14. Перфорированная поверхность листа разделена на зоны перегородками 13 разной высоты. Это позволяет при изменении разницы давления под и над листом изменять число отверстий для прохода пара. При небольшой нагрузке деаэратора работает первая (внутренняя) зона. С увеличением расхода пара паровая подушка под листом возрастает и часть пара перетекает через перегородку большей высоты во вторую зону перфорации. При дальнейшем увеличении расхода пара часть его (избыток) перетекает через окно 7, расположенное на периферии барботажного листа. С барботажного листа вода через порог 8 сливается через гидрозатвор 9 в бак-аккумулятор 10. При уменьшении расхода пара понижается высота паровой подушки под листом и сначала прекращается переток пара через окно барботажного листа, а затем и через вторую зону перфорации.

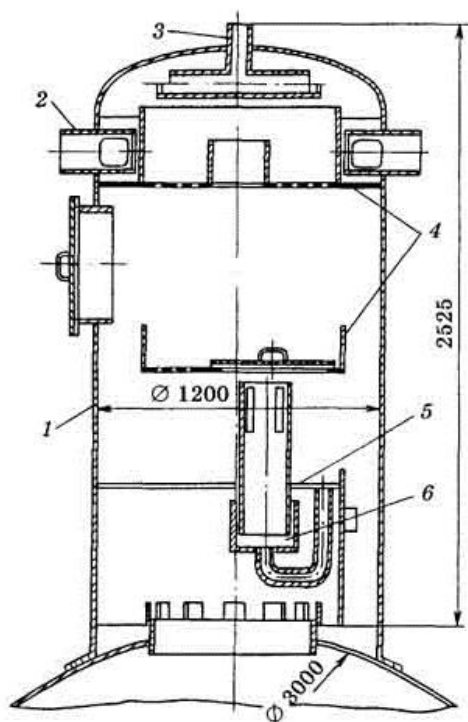


Рис. 6.10. Колонка струйно-барботажного атмосферного деаэратора: 1 – корпус колонки; 2 – подвод деаэрируемой воды; 3 – отвод выпара; 4 – струйные тарелки деаэратора; 5 – барботажный лист; 6 – пароперепускное устройство

Конструкция колонки струйно-барботажного атмосферного деаэратора показана на рис. 6.10.

Колонки современных струйно-барботажных атмосферных деаэраторов имеют два струйных отсека для более высокого нагрева воды. В остальном принцип их работы не отличается от работы рассмотренных выше деаэраторов питательной воды.

На рис. 6.11 приведена схема конструкции современного струйно-барботажного вакуумного деаэратора. Эти деаэраторы выполняются горизонтального типа на производительности: 400, 800 и 1200 т/ч. В качестве греющего агента в них могут подаваться как пар, так и горячая вода. Деаэратор имеет три струйных и один барботажный отсек.

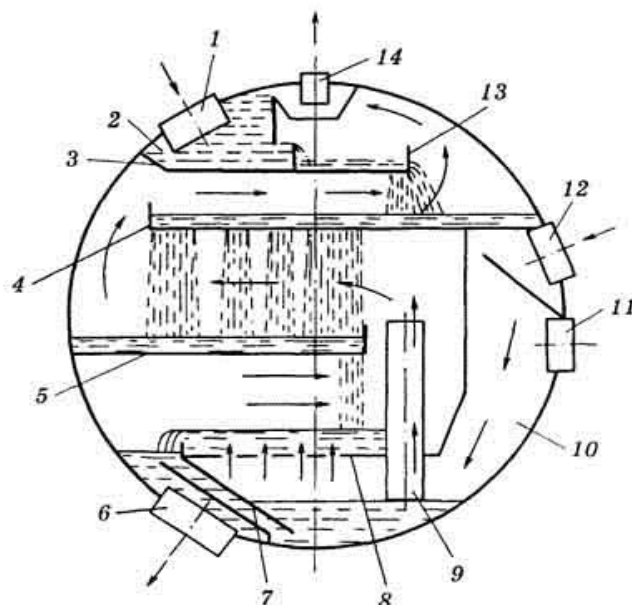


Рис. 6.11. Схема конструкции вакуумного деаэратора:

1 – подвод деаэрируемой воды; 2 – распределительный коллектор; 3 – верхняя тарелка; 4, 5 – тарелки струйного типа; 6 – отвод деаэрированной воды; 7 – отводящий канал; 8 – барботажный лист; 9 – перепускная труба; 10 – отсек парообразования; 11 – подвод пара при использовании деаэратора для подготовки добавочной воды энергетических паровых котлов; 12 – подвод сетевой воды; 13 – перелив; 14 – отсос паровоздушной смеси (выпара)

6.6. Регулирование и контроль основных параметров деаэраторов

В деаэрационной установке регулируется давление и уровень воды в баке.

Значительные колебания этих параметров могут привести к нарушениям в работе деаэрационной установки и аварийным остановам котла и энергоблока.

Резкое падение давления в деаэраторе приводит к вскипанию воды в баке и, частично, во всасывающем трубопроводе питательных насосов, что может привести к срыву работы насоса и прекращению питания парогенераторов.

Также, при снижении давления в деаэраторе, может произойти нарушение питания паром эжекторов и уплотнений турбины.

Повышение давления пара сверх нормального опасно с точки зрения прочности деаэраторного бака и колонок и поэтому является недопустимым.

Потеря уровня в деаэраторном баке может привести к запариванию и срыву работы питательных насосов, а в результате – аварийному останову блока, поэтому также является недопустимым.

Чрезмерное повышение уровня приводит к затоплению нижних тарелок в деаэрационной колонке и, как следствие, к гидравлическим ударам и нарушению деаэрации.

Регулирование давления осуществляется изменением расхода греющего пара путем воздействия на регулирующий клапан на трубопроводе подвода пара к деаэратору. Сигнал на уменьшение степени открытия клапана подается от регулятора давления в деаэраторе (РДД) или дистанционно с БЩУ оператором.

Регулирование уровня в деаэраторном баке осуществляется изменением расхода воды путем воздействия на регулирующий клапан, установленный на трубопроводе подачи основного конденсата или добавочной воды в деаэратор.

При использовании термического способа подготовки добавочной воды регулирование уровня производится изменением производительности испарительной установки (ИУ). Сигнал на изменение степени открытия регулирующего клапана подается от регулятора уровня в деаэраторе (РУД) или дистанционно с БЩУ-оператором. В случае установки нескольких деаэраторов на блок с целью предотвращения перекосов по уровню и давлению деаэраторы соединяются между собой паровыми и водяными уравнительными трубопроводами.

Для защиты от повышения давления деаэраторы оборудуются предохранительными клапанами (ПК) или гидрозатворами. Гидрозатворы устанавливаются на деаэраторах атмосферного типа. На деаэраторах повышенного давления (0,6...0,7 МПа и выше) устанавливаются предохранительные клапаны ПК, рассчитываемые согласно ПТЭ на давление $(1,1 \dots 1,2)P_p$. ПК устанавливают непосредственно на деаэраторном баке или трубопроводе греющего пара перед деаэратором (после РК).

Для защиты от повышения уровня деаэраторный бак оборудуется регулятором перелива со сбросными трубопроводами. В деаэраторах атмосферного давления в качестве регуляторов перелива используются гидрозатворы или поплавковые регуляторы. В деаэраторах повышенного давления используется автоматический клапан перелива, действующий от импульса верхнего предельного положения уровня.

Для информации оперативного персонала о достижениях опасных значений давления и уровня на БЩУ и МЩУ (при его наличии) подаются звуковые и световые сигналы – работает *технологическая сигнализация*.

По каждому контролируемому параметру устанавливают два вида сигнализации – предупредительная сигнализация и аварийная.

Предупредительная и аварийная сигнализации срабатывают при достижении параметров соответственно 1-го и 2-го предупредительных значений уставок срабатывания.

При срабатывании аварийной сигнализации (2-й предел) не только подаются световой и звуковой сигналы, но и вырабатывается управляющий импульс на срабатывание технологических защит и блокировок, воздействующих как на деаэрационную установку, так и на смежные системы.

Эффективность деаэрации контролируется путем измерения остаточного содержания кислорода и углекислого газа в деаэрируемой воде (во всасывающем трубопроводе питательного насоса).

Для этой цели производится периодический (1–2 раза в смену) лабораторный анализ отбираемых проб воды, а также применяется постоянно работающий автоматический кислородомер, снабженный показывающими и регистрирующими вторичными приборами.

Деаэрационная установка оборудуется комплектом контрольно-измерительных приборов (КИП) для измерения давления, температуры и уровня – манометрами, термометрами и указателями уровня с установкой вторичных регистрирующих и показывающих приборов на БЩУ и МЩУ.

В процессе эксплуатации контролируются следующие теплотехнические параметры:

- давление в деаэраторе и перед регулирующим клапаном РДД;
- температура воды в деаэрационном баке и на входе в деаэрактор (температура основного конденсата после группы ПНД);
- уровень воды в деаэрационном баке.

6.7. Расчет деаэратора

Для поверочного расчета деаэратора необходимо иметь все геометрические характеристики струйных и барботажного отсеков. В результате расчета определяется концентрация кислорода и углекислоты на выходе деаэратора.

При конструкторском расчете по заданной концентрации кислорода и углекислоты на входе и выходе деаэратора определяются геометрические характеристики струйных и барботажного отсеков.

Расчет деаэратора состоит из определения недостающих параметров и расходов на основе материального и теплового балансов и последовательного расчета его отсеков на основе уравнений неразрывности, тепло- и массообмена. Отсеки рассчитываются сверху вниз по ходу воды. Правильность расчета производится проверкой баланса пара, поступившего в деаэрактор и сконденсировавшегося в отсеках.

6.7.1. Расчет струйного отсека

Струйные отсеки деаэратора рассчитываются как струйный отсек смешивающего подогревателя (раздел 5) на нагрев воды перед барботажным отсеком на 4...6 °С ниже температуры насыщения.

При $P > 0,1$ МПа формула нагрева пучка струй при поперечном обтекании имеет вид

$$\lg \frac{t_s - t_{\text{в.вх}}}{t_s - t_{\text{в.вых}}} = A \frac{L}{d_0^{0,7}} \left(\frac{\omega_{\text{п}}}{\omega_{\text{в}}} \right)^{0,3}, \quad (6.7)$$

где A – коэффициент, зависящий от давления, берется по графику (рис. 6.12); остальные обозначения соответствуют формуле (5.38).

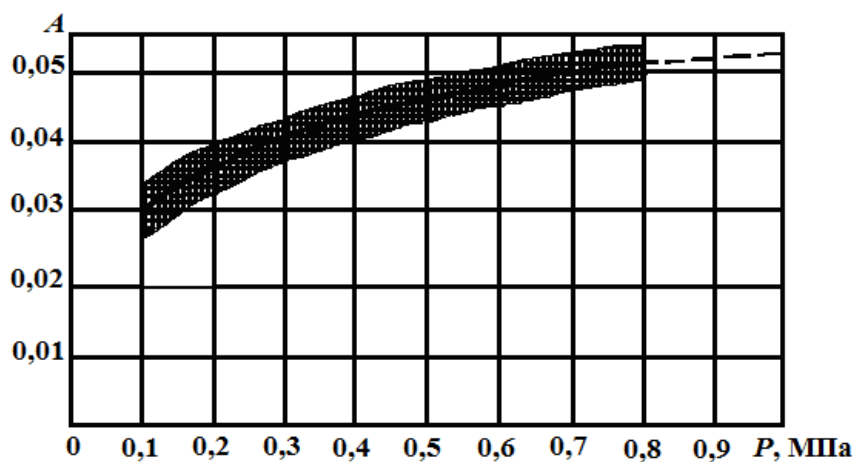


Рис. 6.12. Значения коэффициента A в формуле (6.7)

После расчета всех геометрических характеристик отсека производится расчет на массообмен для определения остаточной концентрации газа в воде на выходе струйного отсека по формуле

$$\lg \frac{C_{\text{вх}}}{C_{\text{вых}}} = B \frac{L}{d_0^{0,7}} \left(\frac{\omega_{\text{п}}}{\omega_{\text{в}}} \right)^{0,3} \left(\frac{D_{\text{пк}}}{G_{\text{в}}} \right)^{0,5}, \quad (6.8)$$

где $C_{\text{вх}}$, $C_{\text{вых}}$ – концентрации растворенного в воде газа на входе и выходе отсека; B – коэффициент, зависящий от давления, берется по графику рис. 6.13; $D_{\text{пк}}$ – расход конденсирующегося в отсеке пара; $G_{\text{в}}$ – расход воды на входе отсека.

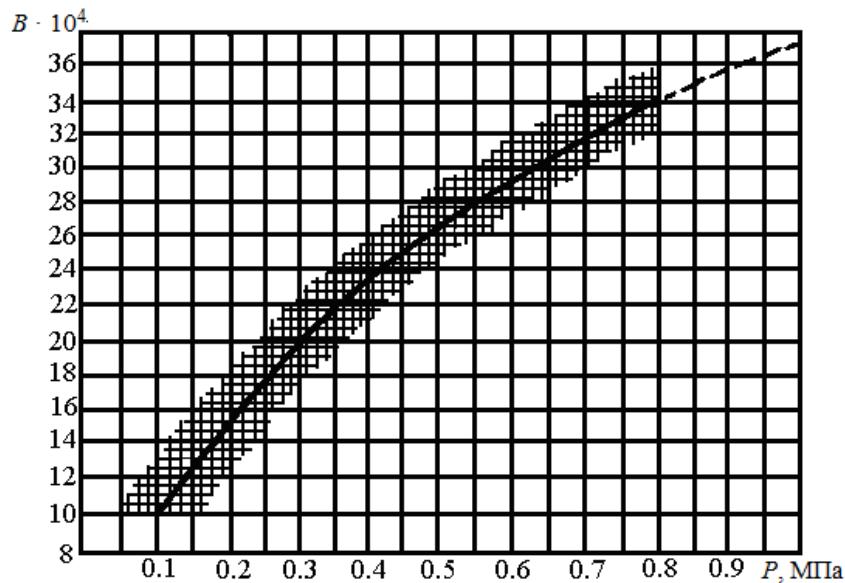


Рис. 6.13. Значения коэффициента B в формуле (6.8)

6.7.2. Расчет барботажного отсека

Для конструкторского расчета барботажного устройства деаэратора должны быть заданы следующие параметры: давление пара P_{Π} в деаэраторе; температура пара t_{Π} или степень сухости x_{Π} на входе; расход пара в деаэратор из отбора $D_{\Pi Д}$; расход воды на входе G_B ; недогрев воды до температуры насыщения на входе на барботажный лист $\theta = 4 \dots 6$ °С; концентрации кислорода $C_{O_2}^{BX}$ и углекислоты $C_{CO_2}^{BX}$ в воде на входе и выходе $C_{O_2}^{ВЫХ}$ и $C_{CO_2}^{ВЫХ}$; расход дренажа в деаэратор $G_{др}$ с энтальпией $h_{др}$.

Температура воды на выходе из барботажного отсека равна температуре насыщения при давлении в деаэраторе t_s , °С.

Температура воды на входе в барботажный отсек $t_{B.BX} = t_s - \theta$, °С.

Коэффициент поверхностного натяжения $\sigma = f(t_{B.BX})$, Н/м.

Энтальпии воды на выходе из отсека $h' = f(P_{\Pi})$, кДж/(кг·К).

Энтальпия воды на входе $h_B^{BX} = f(P_B, t_{B.BX})$, кДж/(кг·К).

Расход пара на барботаж принимается

$$D_{пб} = \frac{15 \dots 25}{1000} G_B, \text{ кг/с.} \quad (6.9)$$

Расход сконденсированного пара при подогреве воды

$$D_{пк} = \frac{G_B(h' - h_B^{BX})}{h'' - h'}, \text{ кг/с.} \quad (6.10)$$

Расход пара через отверстия листа

$$D_{\text{по}} = D_{\text{пб}} + D_{\text{пк}}, \text{ кг/с.} \quad (6.11)$$

Расход воды на выходе

$$G_{\text{в}}^{\text{вых}} = G_{\text{в}} + G_{\text{пк}}, \text{ кг/с.} \quad (6.12)$$

Расходы выводимых кислорода и углекислоты

$$G_{\text{O}_2} = G_{\text{в}} (C_{\text{O}_2}^{\text{вх}} - C_{\text{O}_2}^{\text{вых}}); \quad G_{\text{CO}_2} = G_{\text{в}} (C_{\text{CO}_2}^{\text{вх}} - C_{\text{CO}_2}^{\text{вых}}), \text{ кг/с.} \quad (6.13)$$

Среднеконцентрационный напор кислорода и углекислоты на барботажном листе

$$\Delta C_{\text{ср}}^{\text{O}_2} = \frac{C_{\text{O}_2}^{\text{вх}} - C_{\text{O}_2}^{\text{вых}}}{\ln \frac{C_{\text{O}_2}^{\text{вх}}}{C_{\text{O}_2}^{\text{вых}}}}; \quad \Delta C_{\text{ср}}^{\text{CO}_2} = \frac{C_{\text{CO}_2}^{\text{вх}} - C_{\text{CO}_2}^{\text{вых}}}{\ln \frac{C_{\text{CO}_2}^{\text{вх}}}{C_{\text{CO}_2}^{\text{вых}}}}. \quad (6.14)$$

Минимальная скорость пара в отверстиях листа

$$\omega_{\text{мин}} = \frac{20,6}{\sqrt{\rho''}}, \text{ м/с.} \quad (6.15)$$

Скорость пара в отверстиях

$$\omega_0 = (3...3,5)\omega_{\text{мин}}, \text{ м/с.} \quad (6.16)$$

Высота паровой подушки под листом

$$h_{\text{пп}} = \xi_{\text{отв}} \frac{\rho'' \omega_0^2}{2g(\rho' - \rho'')} + 23 \sqrt{\frac{2\sigma^2}{g(\rho' - \rho'')^2 d_0}}, \text{ мм,} \quad (6.17)$$

где $\xi_{\text{отв}} = 1,9$ – коэффициент местного сопротивления в отверстиях сухого листа. Высота паровой подушки должна быть в пределах $0,4...0,45$ м.

Необходимое число отверстий на листе

$$N = \frac{4D_{\text{по}} \nu''}{\pi d_0^2 \omega_0}, \quad (6.18)$$

где $d_0 = 5...8$ мм.

Приведенная к площади перфорации скорость пара

$$\omega_{\Pi} = \sqrt{\frac{\rho'' \omega_{\Pi}^2}{\rho''}}, \text{ м/с}, \quad (6.19)$$

где $\rho'' \omega_{\Pi}^2 = 1 \dots 1,5 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$.

Площадь перфорации

$$F_{\text{перф}} = \frac{D_{\text{пб}} v''}{\omega_{\Pi}}. \quad (6.20)$$

С другой стороны, площадь перфорации

$$F_{\text{перф}} = N t_1 t_2, \quad (6.21)$$

где шаг $t_1 = (2 \dots 3) d_0$, откуда определяем шаг t_2 , который обычно находится в пределах $0,05 \dots 0,25 \text{ м}$;

Длина порога водослива для прямоугольного листа $b = 0,5 \dots 1,5 \text{ м}$.

Интенсивность перелива

$$q = \frac{G_{\text{в}}^{\text{вых}}}{b}, \text{ кг/(с} \cdot \text{м)}. \quad (6.22)$$

Уровень воды над порогом водослива

$$h_{\text{в}} = 0,7047 \left(\frac{q}{\rho'_{\text{в}}} \right)^{2/3}, \text{ м}. \quad (6.23)$$

Видимый уровень воды над листом

$$h_{\text{о}} = h_{\Pi} + h_{\text{в}}, \text{ м}, \quad (6.24)$$

где $h_{\Pi} = 0,05 \dots 0,15 \text{ м}$ – высота порога водослива.

Динамический уровень

$$h_{\text{д}} = (0,8 - 0,177 \rho'' \omega_{\Pi}^2) h_{\text{о}}, \text{ м}. \quad (6.25)$$

Скорость воды на барботажном листе

$$\omega_{\text{в}} = \frac{q}{\rho'_{\text{в}} h_{\text{д}}}, \text{ м/с}. \quad (6.26)$$

Коэффициенты массообмена для кислорода и углекислоты:

$$K_{O_2} = 367 \omega_B \left(\frac{\rho'' \omega_{\Pi}^2 d_o}{\sigma} \right)^{0,3}; \quad K_{CO_2} = 224 \omega_B \left(\frac{\rho'' \omega_{\Pi}^2 d_o}{\sigma} \right)^{0,3}. \quad (6.27)$$

Рабочие площади массообмена по кислороду и углекислоте:

$$F_{\text{раб}}^{O_2} = \frac{G_{O_2}}{K_{O_2} \Delta C_{\text{ср}}^{O_2}}; \quad F_{\text{раб}}^{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{K_{CO_2} \Delta C_{\text{ср}}^{CO_2}}. \quad (6.28)$$

Рабочая площадь по кислороду и по углекислоте не должна превышать площади перфорации и должна быть близка к ней.

Расход насыщенного пара под барботажным листом

$$D_{\text{нп}} = \frac{D_{\text{пд}} h_{\Pi}}{h''} + G_{\text{др}} \frac{h_{\text{др}} - h'}{h'' - h'}. \quad (6.29)$$

Расход пара через пароперепускное устройство

$$D_{\text{ппу}} = D_{\text{нп}} - D_{\text{по}}. \quad (6.30)$$

Максимальная скорость пара через пароперепускное устройство

$$\omega_{\text{ппу}} = \sqrt{\frac{g(h_{\text{пп}} - h_{\text{д}}) \rho'_{\text{в}}}{\xi_{\text{ппу}} \rho''}}, \quad (6.31)$$

где $\xi_{\text{ппу}} = 4,5$ коэффициент местного сопротивления ППУ.

Площадь сечения трубы для прохода пара

$$F_{\text{ппу}} = \frac{D_{\text{нп}} v''}{\omega_{\text{ппу}}}, \text{ м}^2. \quad (6.32)$$

Внутренний диаметр пароперепускной трубы

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{ппу}}}{\pi}}, \text{ м}. \quad (6.33)$$

Высота открытия пароперепускного устройства

$$h_{\text{откр}} = \frac{D_{\text{ппу}} v''}{\omega_{\text{ппу}} \pi d_{\text{вн}}}, \text{ м}. \quad (6.34)$$

Длина перфорированной части листа

$$L = (F_{\text{перф}} + F_{\text{ППУ}})/b. \quad (6.35)$$

Диаметр окружности, описывающей перфорированную часть листа,

$$D = \sqrt{L^2 + b^2}. \quad (6.36)$$

Контрольные вопросы

1. Какие функции выполняет деаэратор на ТЭС и АЭС?
2. Какой метод удаления газов используется в деаэраторе?
3. Как влияет недогрев воды до температуры насыщения на процесс деаэрации?
4. Какой способ дробления воды наиболее эффективен для деаэрации?
5. Какую главную роль выполняет струйный отсек в деаэраторе?
6. Как влияет скорость пара в струйном отсеке на выход газов?
7. Как влияет скорость воды в струйном отсеке на выход газов?
8. Как влияет диаметр отверстий в струйном отсеке на выход газов?
9. Какую роль играет паровая подушка под барботажным листом?
10. Какие параметры контролируют в деаэраторе?
11. Какие параметры регулируют в деаэраторе?
12. Чем опасно резкое падение давления в деаэраторе?
13. Чем опасна потеря уровня воды в баке деаэратора?
14. Чем опасно чрезмерное повышение уровня воды в баке деаэратора?
15. Какую защиту имеют деаэраторы от недопустимого повышения давления?
16. Какую защиту имеют деаэраторы от чрезмерного повышения уровня воды?
17. Какие виды сигнализации применяют в деаэраторах?
18. Что определяет минимальная скорость пара в отверстиях барботажного листа?
19. Для чего барботажный лист имеет пароперепускное устройство?
20. О чем говорит отрицательный динамический уровень на барботажном листе?

7. ИСПАРИТЕЛИ

7.1. Конструкции и условия работы

Испарители на ТЭС и АЭС применяются для получения вторичного пара из деаэрированной и предварительно химически обработанной воды.

Одним из основных преимуществ применения метода термического обессоливания при подготовке добавочной воды для паровых котлов является снижение сбросов засоленных вод в окружающую среду из-за меньшей затраты химических реагентов.

В настоящее время на тепловых электростанциях применяются в основном испарители поверхностного типа с затопленной греющей секцией. Эти испарители имеют вертикальное расположение и для очистки вторичного пара от загрязненных капель влаги оснащаются паропромывочными устройствами и жалюзийным сепаратором.

Испарители поверхностного типа маркируются буквой И с указанием площади поверхности теплообмена греющей секции, м^2 , например И-350 или И-600. Дополнительно в маркировке может стоять римская цифра II, говорящая о наличии в испарителе двух паропромывочных листов, и буквы О или М, указывающие на применение испарителя в одно- или многоступенчатой установке.

На рис. 7.1 показана типовая конструкция испарителя поверхностного типа. Основными узлами испарителя являются корпус, греющая секция, паропромывочные устройства, водораспределительные устройства и жалюзийный сепаратор.

Работа испарителя протекает следующим образом.

Питательная вода поступает через регулирующий клапан в водораспределительное устройство 5 над паропромывочным дырчатым листом 4, откуда по опускающим трубам 7 сливается в нижнюю часть корпуса и заполняет корпус 1 и трубки греющей секции 2. Первичный пар из отбора турбины по трубе 3 вводится в межтрубное пространство греющей секции 2, где, отдавая тепло воде в трубах, конденсируется, и конденсат пара сливается из греющей секции по трубе 8. За счет теплоты конденсации первичного пара происходит испарение части воды в трубках, в результате образуется пароводяная смесь. За счет парообразования в трубках греющей секции создается подъемное движение воды, а в кольцевом зазоре между корпусом и греющей секцией – опускающее, т. е. осуществляется естественная циркуляция жидкой фазы.

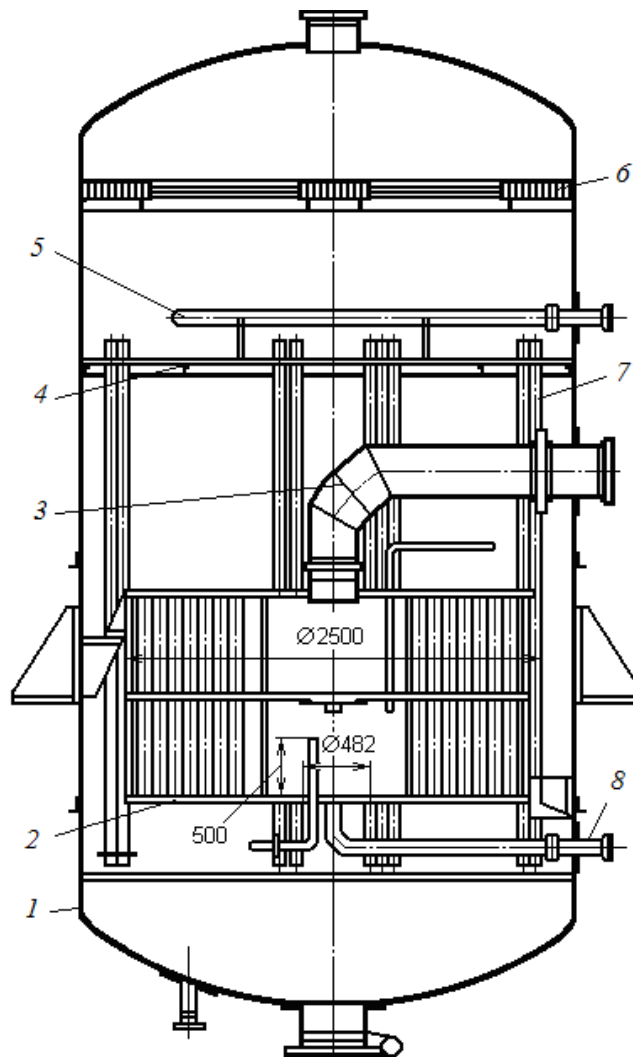


Рис. 7.1. Общий вид испарителя поверхностного типа:
 1 – корпус; 2 – греющая секция; 3 – подвод греющего пара; 4 – паропромывочный дырчатый лист; 5 – водораспределительное устройство; 6 – жалюзийный сепаратор; 7 – опускные трубы; 8 – отвод конденсата греющего пара

Образовавшийся (вторичный) пар, пройдя через слой воды над греющей секцией, поступает в паровое пространство испарителя, проходит через слой промывочной воды над одним или двумя паропромывочными листами, жалюзийный сепаратор и отводится из испарителя.

Для обеспечения устойчивой естественной циркуляции и уменьшения выбросов капельной влаги в паровое пространство уровень воды в корпусе поддерживается системой регулирования выше верхней трубной доски греющей секции на 500 мм.

Испаритель оборудован также устройствами контроля и регулирования уровней воды над паропромывочными листами (60...100 мм) и уровня конденсата в греющей секции (150...200 мм).

Для повышения эффективности теплообмена в греющей секции из нижней части межтрубного пространства предусмотрен выпуск неконденсирующихся газов по двум газоотводным трубкам вниз и вверх.

В корпусе испарителя предусматриваются лазы для осмотра и мелкого ремонта внутренних устройств. Сам корпус выполняется сварным из листовой стали. Крепление трубок к трубным доскам греющей секции осуществляется приваркой или вальцовкой.

Надежная и экономичная работа испарителей возможна лишь при осуществлении оптимального режима работы, при котором обеспечиваются условия для практически безнакипного и безкоррозионного режима эксплуатации.

Интенсивность коррозии в испарительных установках снижается за счет глубокого удаления кислорода из питательной воды в деаэраторах, подбора конструкционных материалов и значения рН воды, согласованного с накипеобразованием. Сложнее обстоит дело со снижением интенсивности накипеобразования в трубах греющих секций испарителей.

Для уменьшения накипеобразования в концентрате, заливающим греющую секцию, поддерживают солевой баланс путем отвода части наиболее заселенного концентрата в непрерывную продувку испарителя на уровне 1...2 % от расхода питательной воды. Также для уменьшения солесодержания концентрата в него добавляют вещества, переводящие соли жесткости в твердое состояние.

Производительность испарителя зависит как от параметров греющего пара, так и от условий охлаждения пара в конденсаторе испарителя. Увеличить производительность аппарата можно либо за счет увеличения давления греющего пара, либо за счет увеличения расхода конденсата через конденсатор испарителя или уменьшения температуры охлаждающего конденсата. При понижении нагрузки турбины давление отбора и расход конденсата в системе регенерации уменьшаются, вследствие чего уменьшится и производительность испарителя.

Для поддержания номинальной производительности испарителя необходимо регулярно производить химическую промывку труб греющей секции, корпуса и паропромывочных устройств для удаления накипи. Для уменьшения коррозии и накипеобразования испаритель должен питаться деаэрированной, химически очищенной водой.

В последнее время широкое применение начинают находить испарительные установки мгновенного вскипания, в которых процесс парообразования происходит за счет падения давления у перегретой жидкости.

Многоступенчатые установки мгновенного вскипания обычно состоят из ряда ступеней (камер) испарения одной и той же конструкции.

При этом камеры испарения группируются в многоступенчатый аппарат. Перед первой камерой вода перегревается в пароводяном подогревателе. Из камеры в камеру вода перетекает через специальные щели, создающие необходимое падение давления. Образующийся пар конденсируется на пучках труб и отводится из аппарата. Пучки труб конденсаторов располагаются горизонтально в верхней части камеры (рис. 7.2) или вертикально в ее середине (рис. 7.3).

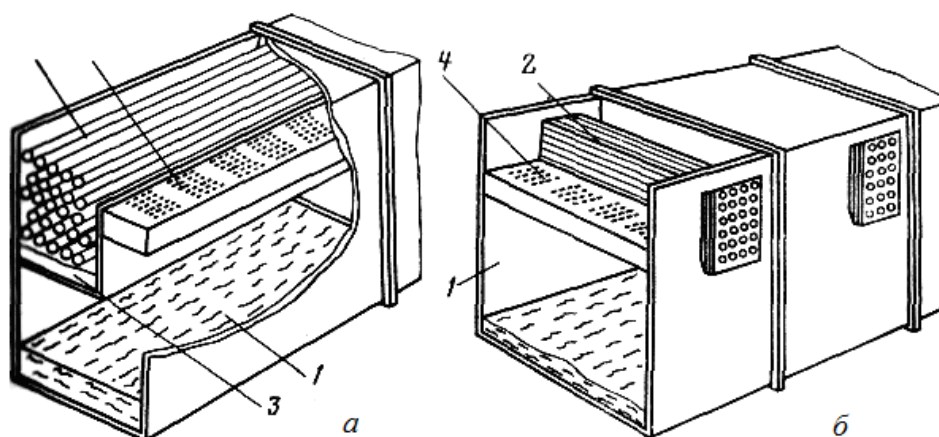


Рис. 7.2. Ступени испарения с горизонтальным конденсатором и расположением вдоль (а) и поперек (б) оси аппарата:
1 – камера вскипания; 2 – трубы конденсатора; 3 – сбор дистиллята;
4 – сепаратор с парораспределительным дырчатым листом

При горизонтальном расположении конденсатора трубные пучки устанавливаются продольно по всей длине аппарата (рис. 7.2, а) или поперечно в каждой камере его (рис. 7.2, б). В обоих случаях испаряющаяся в камере 1 вода перетекает вдоль аппарата из одной камеры в другую, а образующийся пар до поступления в конденсатор отделяется от капель в сепараторе 4, расположенном в верхней части камеры вскипания.

Конденсат пара (дистиллят) собирается непосредственно под трубами конденсатора и перепускается из одной камеры в другую.

В аппаратах с вертикальным расположением конденсатора (рис. 7.3) образовавшийся в камере вскипания 1 пар направляется в конденсатор 3 через перепускные окна 4. До поступления в конденсатор пар проходит жалюзийный сепаратор 2, где отделяется от большей части захватываемых им капель.

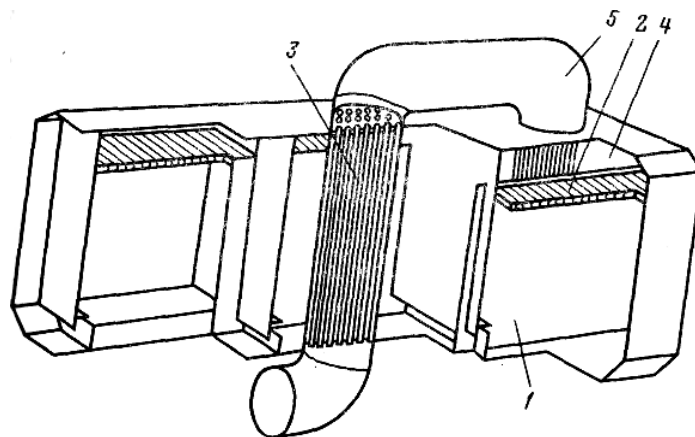


Рис. 7.3. Ступень испарения с вертикальным конденсатором:
 1 – камера вскипания; 2 – сепаратор; 3 – конденсатор;
 4 – перепускное окно; 5 – перепускная труба

7.2. Расчет испарителей

Для испарителей обычно производится поверочный расчет [10], в результате которого для заданного режима определяются коэффициент теплопередачи и качество получаемого вторичного пара.

7.2.1. Тепловой расчет

Теплообмен от конденсирующегося пара к стенкам труб греющей секции может протекать при ламинарном или смешанном течении пленки конденсата. Режим течения пленки определяется значением числа Рейнольдса на нижней кромке труб греющей секции:

$$Re = \frac{q_{\text{нар}} H_a}{r \mu}, \quad (7.1)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Па/с; H_a – активная высота теплообменной трубы, м; r – теплота парообразования при давлении насыщения греющего пара, Дж/кг; $q_{\text{нар}}$ – удельный тепловой поток на наружной поверхности труб, Вт/м².

Удельный тепловой поток на наружной поверхности теплообмена

$$q_{\text{нар}} = Q / F_{\text{и}}, \quad (7.2)$$

где Q – тепловой поток в испарителе, Вт; $F_{\text{и}}$ – поверхность теплообмена труб греющей секции по наружному диаметру.

При $Re < 100$ средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам вертикальных труб определяется по выражению

$$\alpha_1 = 1,01\lambda \left(\frac{q}{v^2} \right)^{1/3} \text{Re}^{-1/3}. \quad (7.3)$$

При $\text{Re} \geq 100$, когда имеет место смешанное течение:

$$\alpha_1 = \lambda \left(\frac{q}{v^2} \right)^{1/3} \frac{0,16 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}}{\text{Re} - 100 + 63,2 \text{Pr}^{1/3}}. \quad (7.4)$$

Все физические величины в (7.1) – (7.4) принимаются при температуре насыщения греющего пара. Для практических расчетов рекомендуется к полученным значениям вводить поправочный множитель, учитывающий состояние поверхности труб. Для частично окисленных неравномерно шероховатых поверхностей $\overline{\alpha_1} = 0,75\alpha_1$; для сильно окисленных поверхностей $\overline{\alpha_1} = 0,64\alpha_1$.

Для расчета коэффициента теплоотдачи от стенок труб к кипящей воде α_2 необходимо найти скорость циркуляции воды в трубах. Определение скорости циркуляции проводится путем сопоставления движущего напора, возникающего за счет разницы в значениях плотности среды в опускных и подъемных участках, и гидравлических потерь на всех участках контура циркуляции.

Расчет производят графоаналитическим методом в следующем порядке.

Задают значение скорости циркуляции ω_0 в диапазоне от 0,5 до 1,5 м/с, например 0,6 м/с, и определяют суммарные потери давления в контуре циркуляции при заданном значении скорости. Эти потери определяются как

$$\begin{aligned} \Delta P_{\Sigma} = & \Delta P_{\text{щ}} + \Delta P_{\text{тр.вх}} + \Delta P_{\text{но}} + \Delta P_{\text{эк}} + \\ & + \Delta P_{\text{по}} + \Delta P_{\text{тр.вых}} + \Delta P_{\text{уск}}, \text{ Па}, \end{aligned} \quad (7.5)$$

где $\Delta P_{\text{щ}}$ – потери давления в опускной щели между корпусом и греющей секцией; $\Delta P_{\text{тр.вх}}$ – потери давления на входе в трубы греющей секции; $\Delta P_{\text{но}}$ – потери на необогреваемых участках подъемных труб; $\Delta P_{\text{эк}}$ – потери давления на экономайзерных участках подъемных труб; $\Delta P_{\text{по}}$ – потери давления на участке парообразования подъемных труб; $\Delta P_{\text{тр.вых}}$ – потери давления на выходе из труб греющей секции; $\Delta P_{\text{уск}}$ – потери давления от ускорения потока на участке парообразования.

Потери давления при движении воды в кольцевой щели $\Delta P_{\text{щ}}$ складываются из местных потерь давления на входе в кольцевую щель и выходе из нее $\Delta P_{\text{щ.вх.вых}}$ и потерь давления от трения в щели $\Delta P_{\text{щ.тр}}$. Расчет потерь давления в щели производится следующим образом.

Определяем площадь сечения кольцевой щели за вычетом площади сечения опускных труб:

$$F_{\text{щ}} = \pi[(D_{\text{к}}^2 - D_{\text{гс}}^2) - N_{\text{оп}}d_{\text{оп}}^2]/4, \text{ м}^2, \quad (7.6)$$

где $D_{\text{к}}$, $D_{\text{гс}}$ – внутренний диаметр корпуса и наружный греющей секции; $N_{\text{оп}}$, $d_{\text{оп}}$ – число и наружный диаметр опускных труб, который рекомендуется принимать равным 76 или 108 мм.

Площадь проходного сечения труб греющей секции

$$F_{\text{тр}} = Z\pi d_{\text{вн}}^2/4, \text{ м}^2, \quad (7.7)$$

где Z , $d_{\text{вн}}$ – число труб греющей секции и их диаметр труб, который определяется как $d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2S$, где $d_{\text{н}}$, S – наружный диаметр и толщина стенки труб, м.

Скорость воды в щели $w_{0\text{щ}} = \omega_0 F_{\text{тр}}/F_{\text{щ}}$, м/с.

Потери давления на входе в кольцевую щель и выходе из нее

$$\Delta P_{\text{щ.вх.вых}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}})\rho'(\omega_{0\text{щ}})^2/2, \text{ Па}, \quad (7.8)$$

где ρ' – плотность воды в состоянии насыщения при P_2 , кг/м³; $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ и $\xi_{\text{вых}} = 1$ – коэффициенты местных сопротивлений входа в кольцевую щель и выхода из нее.

Эквивалентный диаметр кольцевой щели: $d_{\text{экв.щ}} = 4F_{\text{щ}}/U_{\text{щ}}$, м, где $U_{\text{щ}} = \pi(D_{\text{к}} + D_{\text{гс}} + N_{\text{оп}}d_{\text{оп}})$ – смоченный периметр щели, м.

Коэффициент трения сопротивления в щели

$$\lambda_{\text{щ}} = \frac{1}{\left[1,14 + 2\lg\left(\frac{d_{\text{экв.щ}}}{K_9}\right)\right]^2}, \quad (7.9)$$

где K_9 – абсолютная шероховатость стенок щели, рекомендуется принять равной 0,06...0,08 мм.

Потери давления от трения в щели

$$\Delta P_{\text{щ.тр}} = \lambda_{\text{щ}} \frac{H_{\text{гс}}}{d_{\text{экв.щ}}} \frac{\rho' \omega_{0\text{щ}}^2}{2}. \quad (7.10)$$

Потери давления на входе в трубы греющей секции

$$\Delta P_{\text{тр.вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{\rho' \omega_0^2}{2}, \quad (7.11)$$

где $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ – коэффициент местного сопротивления на входе в трубы.

Потери давления при движении воды на необогреваемом участке

$$\Delta P_{\text{но}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{H_{\text{но}}}{d_{\text{вн}}} \frac{\rho' \omega_0^2}{2}, \quad (7.12)$$

где $H_{\text{но}}$ – высота необогреваемого участка труб, принять равной 0,1...0,2 м; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения сопротивления в трубах, определяется по формуле (7.9), при этом $d_{\text{экв}} = d_{\text{вн}}$, $K_3 = 0,02...0,06$ мм.

При определении потерь давления на экономайзерном участке $\Delta P_{\text{эк}}$ необходимо определять высоту экономайзерного участка $H_{\text{эк}}$, зависящую от этих потерь.

Расчет производится следующим образом.

Количество теплоты, передаваемое в кольцевой щели воде с боковой поверхности греющей секции $Q_{\text{щ}} = \pi H_{\text{гс}} D_{\text{гс}} K_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}}$, кВт, где $K_{\text{и}}$ – коэффициент теплопередачи в испарителе, рекомендуется принять в пределах 2,2...2,4 кВт/(м²·К).

Удельный тепловой поток на экономайзерном участке $q_{\text{эк}} = K_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}}$.

Повышение энтальпии воды при нагреве ее в кольцевой щели

$$\Delta h_{\text{щ}} = Q_{\text{щ}} / (F_{\text{тр}} \omega_0 \rho'), \text{ кДж/кг.} \quad (7.13)$$

Далее в итерационном процессе определяем высоту экономайзерного участка $H_{\text{эк}}$.

Первоначально задаем $H_{\text{эк}}$, например 1 м. Определяем потери давления на экономайзерном участке

$$\Delta P_{\text{эк}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{H_{\text{эк}}}{d_{\text{вн}}} \frac{\rho' \omega_0^2}{2}. \quad (7.14)$$

Высота экономайзерного участка определится как

$$H_{\text{эк}} = \frac{g \rho' (H_{\text{гс}} - H_{\text{но}}) \frac{\partial h'}{\partial P} - (\Delta P_{\text{щ}} + \Delta P_{\text{вх.тр}} + \Delta P_{\text{но}} + \Delta P_{\text{эк}}) \frac{\partial h'}{\partial P} - \Delta h_{\text{щ}}}{\frac{4 q_{\text{эк}}}{\rho' \omega_0 d_{\text{вн}}} + g \rho' \frac{\partial h'}{\partial P}}, \quad (7.15)$$

где $\frac{\partial h'}{\partial P}$ – производная, определяемая по таблицам теплофизических свойств воды, кДж·м²/(кг·Н). Приближенно может быть вычислена в зависимости от давления по одному из ниже записанных аппроксимационных уравнений:

$$\frac{\partial h'}{\partial P} = (97,49/P - 228,9P + 230,9)10^{-6} \text{ при } P < 0,35 \text{ МПа};$$

$$\frac{\partial h'}{\partial P} = (115/P - 42,81P + 117)10^{-6} \text{ при } P = 0,35 \dots 0,75 \text{ МПа};$$

$$\frac{\partial h'}{\partial P} = (150,9/P - 6,656P + 55,17)10^{-6} \text{ при } P > 0,75 \text{ МПа},$$

где $\frac{\partial h'}{\partial P}$, кДж·м²/(кг·Н); P , МПа.

Полученное значение высоты экономайзерного участка сравнивается с предварительно заданным. В случае несовпадения ($> 5\%$) в качестве заданного принимается рассчитанная величина $H_{\text{эк}}$ и вычисления повторяются.

Высота участка парообразования в трубах греющей секции

$$H_{\text{по}} = H_{\text{гс}} - H_{\text{но}} - H_{\text{эк}}, \text{ м.} \quad (7.16)$$

Для определения потерь давления и движущего напора на участке парообразования необходимо произвести следующие вычисления.

Приведенная скорость пара на выходе труб греющей секции $\omega_{0\text{п}} = D_{\text{и}}/(\rho'' F_{\text{тр}})$, м/с, где ρ'' – плотность пара в состоянии насыщения при P_2 .

Средняя приведенная скорость пара на выходе труб греющей секции испарителя $\omega_{0\text{п.ср}} = \omega_{0\text{п}}/2$, м/с.

Расчетная скорость пароводяной смеси в трубе $\omega_{\text{см}} = \omega_{0\text{п.ср}} + \omega_0$.

Расчетное значение массового паросодержания в трубах

$$\beta_{\text{расч}} = \omega_{0\text{п.ср}}/\omega_{\text{см}}. \quad (7.17)$$

Скорость всплытия одиночного пузыря в жидкости

$$\omega_{\text{пуз}} = 1,54 \sqrt{g \sigma \frac{\rho' - \rho''}{(\rho')^2}}, \text{ м/с}, \quad (7.18)$$

где σ – коэффициент свободного натяжения воды в состоянии насыщения при P_2 , Н/м.

Фактор взаимодействия пузырей при всплытии

$$\psi_{\text{вз}} = 1,4 \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{1/5} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right)^5. \quad (7.19)$$

Групповая скорость пузырей при всплытии $\omega^* = \psi_{\text{вз}} \cdot \omega_{\text{пуз}}$, м/с.

Истинное объемное паросодержание

$$\varphi_{\text{расч}} = \frac{\beta_{\text{расч}}}{1 + \frac{\omega}{\omega_{\text{см}}}}. \quad (7.20)$$

Потери давления от трения пароводяной смеси на участке парообразования подъемных труб

$$\Delta P_{\text{по}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{H_{\text{по}}}{d_{\text{вн}}} \frac{\rho' \omega_0^2}{2} \left[1 + 1,5 \frac{\omega_{0\text{п.ср}}}{\omega_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right], \text{ Па.} \quad (7.21)$$

Потери давления на выходе пароводяной смеси из труб греющей секции

$$\Delta P_{\text{тр.вых}} = \xi_{\text{вых}} \frac{\rho' \omega_0^2}{2} \left[1 + \frac{\omega_{0\text{п}}}{\omega_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right], \quad (7.22)$$

где $\xi_{\text{вых}}$ – коэффициент местного сопротивления выхода потока из труб, принимается равным 1,2.

Потери давления от ускорения потока на участке парообразования

$$\Delta P_{\text{уск}} = (\rho' \omega_0)^2 (y_2 - y_1), \quad (7.23)$$

где $y = \frac{x^2}{\rho'' \varphi} + \frac{(1-x)^2}{\rho' (1-\varphi)}.$

Для сечения трубы, в котором жидкость закипает, $x_1 = 0$ и $\varphi_1 = 0$, следовательно $y = 1/\rho'.$

Для выходного сечения рассчитываются следующие значения характерных величин:

- скорость пароводяной смеси $\omega_{\text{см}} = \omega_0 + \omega_{0\text{п}};$
- массовое паросодержание $\beta_2 = \omega_{0\text{п}}/\omega_{\text{см}};$
- истинное объемное паросодержание $\varphi_2 = \frac{\beta_2}{1 + \frac{\omega}{\omega_{\text{см}}}};$
- массовое паросодержание $x_2 = \frac{\rho'' \omega_{0\text{п}}}{\rho' \omega_0}.$

Тогда в выходном сечении $y_2 = \frac{x_2^2}{\rho'' \varphi_2} + \frac{(1-x_2)^2}{\rho' (1-\varphi_2)}.$

Движущий напор на участке парообразования

$$\Delta P_{\text{дв}} = gH_{\text{по}}(\rho' - \rho'')\varphi_{\text{расч}}, \text{ Па.} \quad (7.24)$$

При расчете скорости циркуляции графоаналитическим методом задаются несколькими значениями ω_0 и определяют $\Delta P_{\text{дв}}$ и ΔP_{Σ} . Точка пересечения кривых изменения $\Delta P_{\text{дв}}$ и ΔP_{Σ} дает искомое значение ω_0 .

Интенсивность теплообмена при кипении в условиях вынужденного движения в существенной мере зависит от структуры течения парожидкостной смеси. Структура течения смеси характеризуется значениями режимных параметров. Область режимных параметров, в которой механизм переноса, обусловленный процессом парообразования, не влияет на интенсивность теплообмена при кипении, определяется условием Л.С. Стермана [17]:

$$\text{St} = \frac{q}{r\rho''\omega_0} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \left(\frac{r}{c_p T_s} \right)^{0,33} \leq 0,4, \quad (7.25)$$

где T_s – температура насыщения при давлении P_2 , К; c_p , r – изобарная теплоемкость и удельная теплота парообразования при температуре насыщения.

При соблюдении этого условия коэффициент теплоотдачи к кипящей жидкости определяется по формуле конвективного теплообмена при турбулентном движении однофазной среды:

$$\text{Nu}_{\text{кип}} = \text{Nu}_{\text{б.к}} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,37}, \quad (7.26)$$

где $\text{Nu}_{\text{кип}}$, $\text{Nu}_{\text{б.к}}$ – числа Нуссельта в процессе теплоотдачи при кипении жидкости и при отсутствии кипения.

При невыполнении условия (7.25) интенсивность теплообмена при кипении в условиях вынужденного движения можно определять по формуле

$$\frac{\text{Nu}_{\text{кип}}}{\text{Nu}_{\text{б.к}}} = 6150 \text{St}. \quad (7.27)$$

По числу Нуссельта, коэффициенту теплопроводности воды и внутреннему диаметру труб определяется коэффициент теплоотдачи α_2 по формулам (5.6), (5.8) или (5.10). С учетом окисления труб принимают $\overline{\alpha_2} = 1/(1/\alpha_2 + R_{\text{окс}})$, где $R_{\text{окс}} = (0,4...1,0)10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

По полученным значениям $\overline{\alpha_1}$ и $\overline{\alpha_2}$ определяется коэффициент теплопередачи по формуле (5.5).

7.2.2. Расчет устройств очистки пара

Скорость движения пара в паровом объеме корпуса испарителя

$$\omega_{\text{по}} = \frac{4D_{\text{и}}^{\text{BT}}}{\rho'' \pi D_{\text{к}}^2}.$$

Критическая скорость движения пара в паровом объеме

$$\omega_{\text{п}}^{\text{кр}} = 1,256 \cdot 10^{-9} \left(\frac{h}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}} \right)^{0,24} \cdot \left(\frac{(\mu')^2 \sqrt{g(\rho' - \rho'')}}{\sigma^{3/2} \rho'} \right)^{1,66} \cdot \frac{\sqrt{g\sigma(\rho' - \rho'')}}{\rho''}.$$

Для устойчивого режима работы испарителя должно выполняться условие $\omega_{\text{по}} < \omega_{\text{п}}^{\text{кр}}$.

Минимальная скорость пара в отверстиях паропромывочного листа

$$\omega_{\text{мин}} = 1,41 d_{\text{отв}}^{2/9} h^{1/9} \sqrt{\frac{g}{\rho''}} \sqrt[4]{\sigma(\rho' - \rho'')} g \left(\frac{\rho' - \rho''}{g\sigma} \right)^{1/6},$$

где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстий в паропромывочных листах; h – высота слоя воды над листом; σ – коэффициент поверхностного натяжения воды.

Скорость пара в отверстиях паропромывочного листа принимается

$$\omega_{\text{отв}} = 1,2 \omega_{\text{мин}}.$$

Количество отверстий в паропромывочном листе

$$N_{\text{отв}} = \frac{4D_{\text{и}}^{\text{BT}}}{\rho'' \pi d_{\text{отв}}^2 \omega_{\text{отв}}}.$$

Сепарация влаги в паровом отсеке зависит от $N = \frac{\omega_{\text{по}}^2}{\varphi g H_{\text{по}}}$,

где φ – объемное паросодержание в паровом отсеке, определяется как

$$\varphi = 0,26 \left(\frac{\omega_{\text{по}}^2}{g \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}} \right)^{0,4} \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0,12}.$$

Эффективность сепарации влаги возрастает при $N < N_{\text{крит}}$, где

$$N_{\text{крит}} = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{Ga}^{0,55} \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0,35};$$

здесь критерий Галилея определяется по формуле

$$\text{Ga} = \frac{g \left(\frac{\sigma}{g\rho''} \right)^{3/2}}{(v')^2}.$$

Влажность пара в паровом отсеке перед паропромывочным листом

$$\text{при } N < N_{\text{крит}} \quad y_{\text{по1}} = C \frac{\omega_{\text{по}}^{2,76}}{H_{\text{по}}^{2,3}};$$

$$\text{при } N > N_{\text{крит}} \quad y_{\text{по2}} = B \frac{\omega_{\text{по}}^{7,8}}{H_{\text{по}}^{6,5}},$$

где C и B – коэффициенты, зависящие от P_2 , можно определить по рис. 4.5 [28] или по формулам $C = (0,142 + 5,156P - 12,373P^2 + 16,768P^3 - 7,744P^4)10^{-4}$; $B = (0,133 + 1,054P + 16,39P^2 - 26,906P^3 + 17,328P^4)10^{-5}$.

Влажность пара на выходе из слоя воды определяется

$$\text{при } N < N_{\text{крит}} \quad y_{\text{вл1}} = 5,4 \cdot 10^{12} A^{-1,15} y_{\text{по1}};$$

$$\text{при } N > N_{\text{крит}} \quad y_{\text{вл2}} = 5,6 \cdot 10^{28} A^{-2,6} y_{\text{по2}},$$

$$\text{где } A = h \left(\frac{\sigma\rho'}{(\mu')^2} \right) \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right).$$

Концентрация солей в паровом отсеке перед 1-м паропромывочным листом в зависимости от N и $N_{\text{крит}}$

$$C_{\text{по1}} = y_{\text{по1}} C_{\text{конц}},$$

где $C_{\text{конц}}$ – концентрация солей в концентрате, составляет 50...100 г/кг.

Концентрация солей в промывочной воде на 1-м листе

$$C_{\text{пр.в}}^{\text{Л1}} = C_{\text{дв}} + C_{\text{по1}} \eta_{\text{пр}},$$

где $y_{\text{поi}} = y_{\text{по1}}$ или $y_{\text{по2}}$; $C_{\text{дв}}$ – концентрация солей в добавочной воде, можно принять 1 г/кг; $\eta_{\text{пр}}$ – коэффициент промывки, принимается 0,9...0,95 на 1-м и 0,8...0,9 на 2-м листе.

Концентрация солей за 1-м паропромывочным листом

$$C_{\text{по}2} = C_{\text{по}1} (1 - \eta_{\text{пр}}) + y_{\text{вл}i} C_{\text{пр.в}}^{\text{Л1}}.$$

Концентрация солей в промывочной воде на 2-м листе

$$C_{\text{пр.в}}^{\text{Л2}} = C_{\text{к}} + C_{\text{по}2} \eta_{\text{пр}},$$

где $C_{\text{к}}$ – концентрация солей в промывочном конденсате, принимается 5...100 мкг/кг в зависимости от начальных параметров и типа станции.

Концентрация солей за 2-м паропромывочным листом

$$C_{\text{по}3} = C_{\text{по}2} (1 - \eta_{\text{пр}}) + y_{\text{вл}i} C_{\text{пр.в}}^{\text{Л2}}.$$

Концентрация солей во вторичном паре на выходе испарителя

$$C_{\text{и}2} = C_{\text{по}3} (1 - \eta_{\text{с}}),$$

где $\eta_{\text{с}}$ – коэффициент очистки пара от влаги в жалюзийном сепараторе, принимается 0,75...0,85.

Контрольные вопросы

1. В чем заключаются достоинства применения испарителей для подготовки добавочной воды на ТЭС по сравнению с химическими способами?
2. Как обеспечивается необходимое качество вторичного пара на выходе испарителя?
3. Что применяют для уменьшения отложений на поверхностях нагрева испарителя?
4. Для чего в испарителе нужны опускные трубы?
5. Для чего установлены газоотводные трубки из греющей секции?
6. Как поддерживают солевой баланс в испарителе?
7. Что применяют для уменьшения коррозии металла в испарителе?
8. Как влияет нагрузка турбины на производительность испарителя?
9. При каком условии устанавливается стационарный режим естественной циркуляции в испарителе?
10. На чем основан принцип работы испарителей мгновенного вскипания?

8. НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭС

Нормальная работа тепловых и атомных электростанций невозможна без перемещения большого количества жидкости с различными свойствами и параметрами.

Перемещение жидкостей осуществляется в основном центробежными и осевыми лопастными насосами.

На ТЭС используются насосы более 20 назначений.

8.1. Типы основных насосов ТЭС

Наиболее ответственными на ТЭС являются питательные насосы. Обычно это центробежные многоступенчатые насосы, мощность которых оказывает существенное влияние на экономические показатели работы электростанции.

В турбоустановках до 200 МВт применяются питательные насосы с электроприводом. Питательные электронасосы имеют следующую маркировку: ПЭ-150-14.5, где ПЭ – питательный электронасос; 150 – номинальная подача, м³/ч; 14.5 – номинальное давление нагнетания, МПа.

При мощности более 8 тыс. кВт, как правило, применяются питательные насосы с турбинным приводом, дающим целый ряд преимуществ в эксплуатации. Такие насосы применяются главным образом в турбоустановках мощностью 300 МВт и выше. Пример маркировки питательного турбонасоса: ПТН 950-35, где ПТН – питательный турбонасос; 950 – номинальная подача, м³/ч; 35 – давление нагнетания, МПа.

Конденсатные насосы предназначены для подачи конденсата отработанного пара стационарных паровых турбин, конденсата греющего пара из теплообменных аппаратов. Следует отметить, что связанное с применением сверхкритических параметров пара включение в тепловую схему станции блочной обессоливающей установки (БОУ) привело к появлению конденсатных насосов II подъема.

Насосы первого подъема могут работать при температуре перекачиваемой жидкости до 80 °С, второго подъема – до 125 °С. Маркировка: КсВ-500-85 – конденсатный насос вертикального исполнения с подачей 500 м³/ч и напором 85 м вод. ст.

Сетевые насосы предназначены для питания теплофикационных сетей, устанавливаются либо непосредственно на электростанции, либо на промежуточных перекачивающих насосных станциях. Маркировка: СЭ 2500-140 – сетевой электронасос с подачей 2500 м³/ч и напором 140 м вод. ст.

Циркуляционные насосы охлаждающей воды – насосы, предназначенные для снабжения электростанций охлаждающей и технической водой. Подача насосов определяется при работе в летнем режиме. На электростанциях в качестве перекачивающих и циркуляционных насосов применяются центробежные насосы типа К – консольный и типа Д, с двухсторонним подводом жидкости, а также осевые насосы вертикального типа. Насосы типа К очень компактны и широко используются в качестве циркуляционных в системах центрального отопления. Маркировка: К290/30 – консольный насос с подачей 290 м³/ч и напором 30 м вод. ст. Насосы типа Д широко применяются на тепловых электростанциях, насосных станциях городского и промышленного водоснабжения. Маркировка: Д5000-32 – насос с подачей 5000 м³/ч и напором 32 м вод. ст.

8.2. Параметры и характеристики насосов

Насос – это гидравлическая машина для перемещения жидкости. На электростанциях наибольшее применение имеют центробежные и осевые насосы лопастного типа.

Основными техническими параметрами, характеризующими работу насоса, являются подача, напор, потребляемая мощность, коэффициент полезного действия, частота вращения и высота всасывания насоса.

Из указанных параметров насоса подача и частота вращения являются независимыми переменными, остальные параметры находятся в функциональной зависимости от подачи и частоты вращения насоса.

Подача (расход) – это количество жидкости, перемещаемое насосом в единицу времени.

Обычно подачу измеряют в единицах объема, при этом ее называют *объемной* и обозначают Q , м³/с. Также используется *массовая* подача G , кг/с, – масса жидкости, подаваемая машиной в единицу времени. Связь между массовой и объемной подачей

$$G = \rho Q,$$

где ρ – плотность среды, кг/м³; Q – объемная подача, м³/с.

Важной характеристикой насоса является удельная энергия, подведенная к перемещаемой жидкости. Эта энергия затрачивается на изменение давления, скорости и уровня жидкости и может быть найдена на основе *уравнения Бернулли*

$$E = E_{\text{к}} - E_{\text{н}} = \frac{p_{\text{к}} - p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{к}}^2 - c_{\text{н}}^2}{2g} + (z_{\text{к}} - z_{\text{н}}), \quad (8.1)$$

где E_n, E_k – удельная энергия на входе и выходе насоса, Па; p_n, p_k – соответственно давление жидкости на входе (начальное) и выходе из насоса (конечное), Па; ρ – плотность жидкости, подаваемой насосом, кг/м³; c_n, c_k – средние скорости потока на входе и выходе, м/с; z_n, z_k – высоты расположения центров входного и выходного сечений насоса, м.

Для нагнетателей принято подводенную энергию измерять в единицах давления или столба жидкости.

Полное давление, развиваемое нагнетателем, на основе уравнения (8.1) определяется как

$$p = p_k - p_n + \rho \frac{c_k^2 - c_n^2}{2} + \rho g(z_k - z_n). \quad (8.2)$$

Формула (8.2) использована для характеристики вентиляторов, где последним членом из-за его малости можно пренебречь.

Для насосов энергию, передаваемую жидкости, принято называть *напором* и измерять в метрах водяного столба.

Напор, развиваемый насосом, определяется формулой

$$H = p/(\rho g),$$

где p – полное давление (8.2).

Напор представляет собой высоту H столба жидкости или газа, уравновешивающего полное давление p .

Разделив все члены уравнения (8.2) на ρg , получим

$$H = \frac{p_k - p_n}{\rho g} + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2g} + (z_k - z_n). \quad (8.3)$$

Для нагнетателей, подающих жидкости, часто влияние второго и третьего членов уравнения (8.3) незначительно, поэтому в этих случаях можно пользоваться формулой $H \approx (p_n - p_k)/(\rho g)$.

Составляющие уравнения (8.3) поясняет рис. 8.1.

Энергетическое совершенство нагнетателей характеризуется их удельной полезной работой L_n , Дж/кг, т. е. расходом энергии на 1 кг массы подаваемой жидкости (газа): $L_n = p/\rho = gH$.

Работа L , Дж/кг, подводимая к валу нагнетателя, называется удельной работой. Из-за потерь энергии в нагнетателе $L > L_n$.

На вал работающего нагнетателя непрерывно подводится мощность от приводного двигателя. Введем понятия полезной мощности и мощности нагнетателя.

Полезная мощность нагнетателя N_n – это работа, сообщаемая нагнетателем рабочему телу в 1 с.


$$N_{\Pi} = \frac{GL_{\Pi}}{1000} \quad \text{или} \quad N_{\Pi} = \frac{\rho Q g H}{1000}, \text{ кВт.} \quad (8.4)$$

Потери энергии в рабочем процессе нагнетателя определяются неравенством $N_{\text{п}} < N$ или $N_{\text{п}} = N - N_{\text{пот}}$.

В рабочих условиях КПД нагнетателя зависит от многих факторов – рода рабочего тела, конструкции и размеров машины, режима нагрузки установки, характеристики системы трубопроводов, подключенной к нагнетателю.

116

Геометрическая разность отметок оси насоса $z_{\text{во}}$ и свободного уровня z_0 жидкости в резервуаре всасывания называется *высотой всасывания*: $h_{\text{вс}} = z_{\text{во}} - z_0$.

При перекачке горячих жидкостей насос расположен ниже уровня жидкости в резервуаре всасывания. В этом случае высота всасывания становится отрицательной и называется подпором. Высота всасывания $h_{\text{вс}}$ – важнейший технический показатель работы насоса, в некоторых случаях являющийся основным критерием возможности использования данного насоса в конкретных условиях эксплуатации без возникновения кавитации.

Для установления типа подобных между собой насосов, сопоставления гидравлических форм и технико-экономических показателей безотносительно размерам и частоте вращения вводится понятие *коэффициента быстроходности* насоса. Коэффициент быстроходности n_s оптимального режима насоса объединяет три основных параметра (n , Q и H), которые в основном и определяют в сравнительно узких пределах соотношения геометрических форм рабочих органов насоса. Под коэффициентом быстроходности подразумевается частота вращения воображаемого модельного насоса, геометрически подобного во всех элементах натуральному, с теми же (гидравлическим и объемным) коэффициентами полезного действия при условии, что модельный насос создает напор, равный 1 м, при гидравлической мощности в 1 л. с., т. е. подача модельного насоса равна: $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ на режиме максимального КПД, если считать плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коэффициент быстроходности насоса определяется по формуле

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (8.5)$$

При определении коэффициента быстроходности насоса с рабочим колесом двустороннего всасывания следует подставлять в формулу подачу, равную $Q/2$.

8.3. Основы теории центробежных нагнетателей

Теоретические основы работы лопастных машин для жидкостей и газов, если их плотность можно считать постоянной, одинаковы, поэтому рассмотренные в этом разделе вопросы характерны как для насосов, так и для вентиляторов.

8.3.1. Принцип действия центробежного нагнетателя

Ступень центробежного нагнетателя представлена на рис. 8.2.

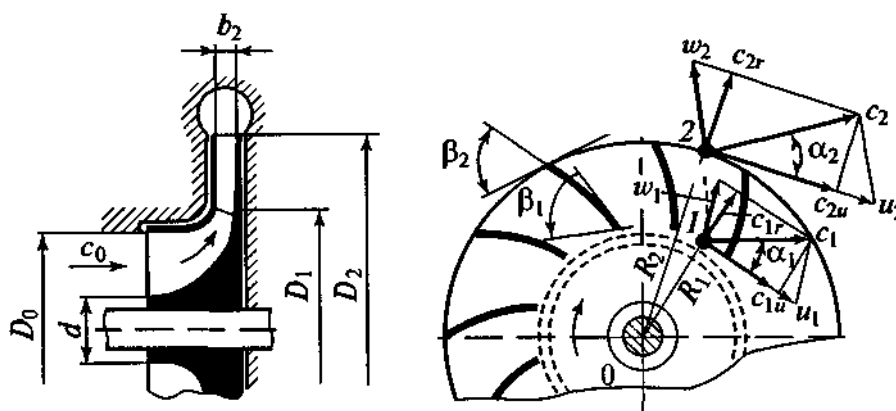


Рис. 8.2. Схематическое изображение рабочего колеса центробежного нагнетателя

Рабочее тело поступает через входной кольцевой участок между валом и входным патрубком в рабочее колесо, где после изменения направления с осевого на радиальное попадает в межлопаточные каналы.

В межлопаточных каналах рабочего колеса рабочее тело совершает сложное движение, состоящее из окружного (скорость u) и относительного (скорость w), в совокупности составляющих абсолютное движение (скорость c). Индексом «1» обозначают скорости и углы на входе в рабочее колесо, а индексом «2» – на выходе из него.

В каналах колеса рабочему телу передается энергия, в результате чего повышается его кинетическая энергия в абсолютном движении ($c_2 > c_1$). Изменение кинетической энергии в относительном движении определяется формой межлопаточных каналов; чаще всего сечение канала от входа к выходу несколько увеличивается, относительная скорость падает, что приводит к росту статического давления в канале.

Изменение окружной скорости от u_1 до u_2 (соответственно на радиусах R_1 и R_2) вызывает дополнительное повышение давления вследствие действия центробежных сил.

Применяя к потоку, проходящему через колесо центробежной машины, уравнение моментов количества движения и выражения удельной работы и напора (8.2) для 1 кг рабочего тела, а также проводя ряд преобразований, можно получить $L_{\Pi} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = gH_T$, откуда

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}. \quad (8.6)$$

Учитывая известное соотношение гидромеханики $p = \rho g H$, можно получить теоретическое давление

$$p_T = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (8.7)$$

Уравнения (8.6) и (8.7) являются основными уравнениями центробежной машины и называются *уравнениями Эйлера* (1754 г.).

Из параллелограмма скоростей потока на входе и выходе рабочего колеса получим:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1; \\ \omega_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2; \\ u_1 &= \omega R_1; \quad u_2 = \omega R_2, \end{aligned}$$

где ω – угловая скорость, 1/с.

Абсолютные скорости c_1 и c_2 определяются на основе объемной производительности (подачи) нагнетателей и геометрических размеров колеса:

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1; \quad c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2.$$

Очевидно, что полный теоретический напор H_T и теоретическое давление p_T равны соответственно суммам теоретического статического и динамического (скоростного) напоров и давлений:

$$H_T = H_T^{\text{ст}} + H_T^{\text{ск}}; \quad p_T = p_T^{\text{ст}} + p_T^{\text{ск}}.$$

8.3.2. Влияние угла β_2 на напор центробежного нагнетателя

Из параллелограмма скоростей (см. рис. 8.13) на выходе по формуле (8.6) можно получить

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g} \quad \text{или} \quad H_T = A - B \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (8.8)$$

где $A = u_2^2 / g$ и $B = u_2 c_{2r} / g$.

Зависимость H_T от β_2 можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} H_T &= -\infty && \text{при } \beta_2 = 0; \\ H_T &= u_2^2 / g && \text{при } \beta_2 = 90^\circ; \\ H_T &= +\infty && \text{при } \beta_2 = 180^\circ. \end{aligned}$$

Если в уравнении (8.8) $H_T = 0$, то $\beta_2 = \text{arccctg}(u_2/c_{2r})$.

Графическое выражение уравнения (8.8) представлено на рис. 8.3. Из графика видно, что полный теоретический напор существенно зависит от угла β_2 , особенно при малых и больших значениях, приближающихся к нулю или 180° .

Практика измерения скорости потока и определение ее направления на выходе из рабочих лопаток насосов и вентиляторов показывает, что угол β_2 потока несколько отличается от лопастного угла $\beta_{2л}$, характеризующего положение конечного участка лопасти. Разность углов $\beta_{2л}$ и β_2 называют *углом скоса*, который определяется по формуле $\sigma = \beta_{2л} - \beta_2$ и составляет $3...5^\circ$.

В конструкциях центробежных машин различают три основных типа рабочих лопаток (рис. 8.4): если $\beta_2 > 90^\circ$, лопатка загнута вперед; при $\beta_{2л} = 90^\circ$ лопатка радиальная и при $\beta_{2л} < 90^\circ$ лопатка загнута назад.

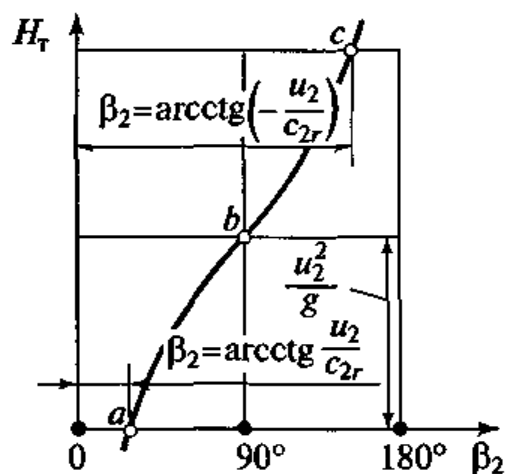


Рис. 8.3. Зависимость H_T от угла β_2

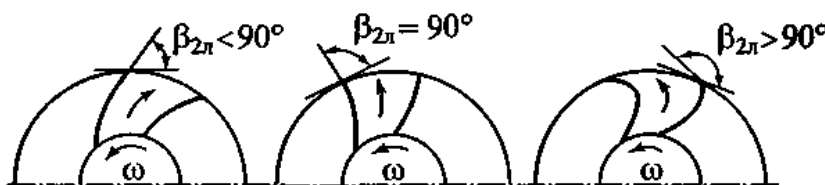


Рис. 8.4. Формы лопаток рабочего колеса

Значение угла $\beta_{2л}$ оказывает большое влияние на величины статической и скоростной составляющих полного теоретического напора. Установлено, что лопатки, загнутые вперед, создают наибольший полный теоретический напор в форме скоростного. При $\beta_2 = 90^\circ$ полный теоретический напор состоит из одинаковых скоростного и статического напоров. При уменьшении угла $\beta_2 < 90^\circ$ падает полный теоретический напор с одновременным относительным повышением величины статического напора (рис. 8.5).

В центробежных насосах применяются в основном только лопасти, отогнутые назад. Центробежные вентиляторы имеют все три типа лопастей. Центробежные компрессоры обычно имеют лопасти, отогнутые назад.

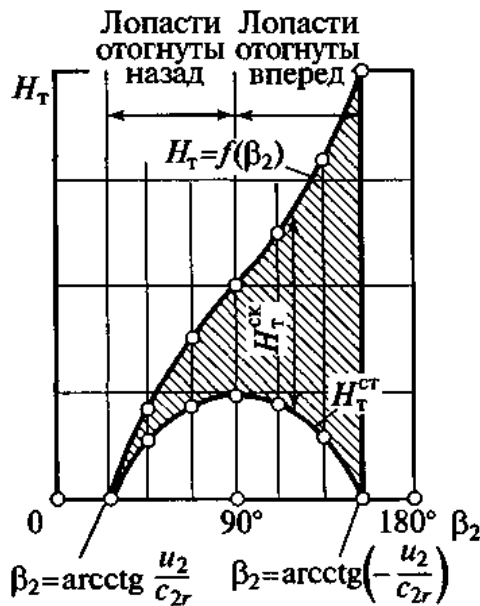


Рис. 8.5. Зависимость H_T и H_T^{CT} от угла β_2

8.3.3. Потери энергии и КПД

Энергия, подводимая от двигателя к валу машины, больше полезной энергии, получаемой жидкостью или газом. Это объясняется тем, что в процессе преобразования энергии, осуществляемой машиной, часть механической энергии неизбежно теряется вследствие гидравлических и механических потерь и утечек.

Гидравлические потери возникают в результате гидравлического трения и вихреобразования во всей проточной части машины.

Если гидравлические потери составляют h , то рабочее колесо должно развивать напор $H_T = H + h$. Оценка машины в отношении гидравлических потерь производится с помощью гидравлического КПД

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H + h}, \text{ или } \eta_{\Gamma} = \frac{H_T - h}{H_T} = 1 - \frac{h}{H_T}. \quad (8.9)$$

Для приближенной оценки η_{Γ} можно использовать формулу

$$\eta_{\Gamma} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-2/3}}.$$

Большое влияние на η_{Γ} оказывают форма проточной части машины, чистота обработки внутренних поверхностей, вязкость жидкости и число рабочих лопастей.

Оптимальное число рабочих лопастей определяется по формуле Пфлейдерера

$$Z_{\text{л}} = \frac{\pi}{t_{\text{ср}}} \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1\text{л}} + \beta_{2\text{л}}}{2},$$

где $t_{\text{ср}}$ – шаг между лопастями по среднему диаметру; $\beta_{1\text{л}}$, $\beta_{2\text{л}}$ – углы входных кромок лопастей на входе и выходе; m – отношение диаметра выходных кромок лопастей к диаметру входных.

Значения гидравлического КПД современных крупных центробежных машин находятся в пределах $\eta_{\text{г}} = 0,8 \dots 0,96$.

Объемные потери (утечки) обусловлены протеканием жидкости (газа) через зазоры между рабочим колесом и корпусом машины из зоны повышенного давления в полость всасывания (рис. 8.6).

От потока, проходящего через рабочее колесо машины и получающего в нем приращение энергии, ответвляется часть подачи ΔQ , проходящая через зазоры во входное сечение колеса.

Если ступень центробежной машины подает в напорный трубопровод расход Q , а через зазоры циркулирует расход ΔQ , то через рабочее колесо проходит расход $Q + \Delta Q$.

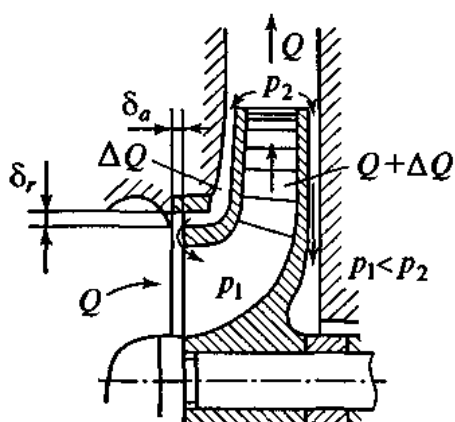


Рис. 8.6. Схема образования объемных потерь в ступени центробежной машины

Внутренняя мощность машины, т. е. мощность, развиваемая рабочими лопастями, движущимися в потоке, рассчитывается по формуле

$$N_{\text{вн}} = \rho(Q + \Delta Q)g(H + h).$$

Отношение полезной мощности к внутренней называется внутренним КПД

Объемный КПД определяют по формуле

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + \Delta Q}. \quad (8.10)$$

Объемный КПД существенно зависит от значений радиального зазора δ_r . Высокий η_0 может быть получен только при малых значениях δ_r .

Значения η_0 современных центробежных машин находятся в пределах $0,96 \dots 0,98$.

Полезная мощность центробежной машины определяется по формуле (8.4).

$$\eta_{\text{BH}} = \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{BH}}} = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + \Delta Q)(H + h)},$$

откуда можно записать $\eta_{\text{BH}} = \eta_0 \eta_{\Gamma}$.

Очевидно, что

$$N_{\text{BH}} = \frac{N_{\text{П}}}{\eta_{\text{BH}}} = \frac{GgH}{\eta_0 \eta_{\Gamma}}. \quad (8.11)$$

Внутренний КПД учитывает объемные и гидравлические потери в машине, кроме потерь от дискового трения.

Мощность, подводимая от двигателя на вал машины, больше внутренней мощности из-за механического трения в подшипниках и уплотнениях вала и гидравлического (газового) трения внешних поверхностей колес.

Влияние механического и гидравлического трения может быть учтено общим механическим КПД

$$\eta_{\text{M}} = N_{\text{BH}} / N. \quad (8.12)$$

Для современных центробежных машин $\eta_{\text{M}} = 0,92 \dots 0,95$. Значение η_{M} определяется механическими свойствами, конструкцией и эксплуатационным состоянием подшипников машины. Применение подшипников качения повышает η_{M} . К повышению η_{M} приводят содержание подшипников в чистоте и регулярная смазка. Большое влияние на η_{M} оказывают конструкция и эксплуатационное состояние уплотнений вала машины. Несоразмерно сильная затяжка сальников насосов вредна из-за увеличения мощности трения и возможности местного нагрева и деформаций вала.

Из сопоставления выражений (8.11) и (8.12) следует, что

$$N = \frac{GgH}{\eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_{\text{M}}} = \frac{GgH}{\eta}.$$

Произведение $\eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_{\text{M}} = \eta$ представляет полный КПД машины. Обычно мощность на валу рассчитывают как

$$N = \frac{GgH}{1000\eta} = \frac{\rho Q g H}{1000\eta}, \text{ кВт}. \quad (8.13)$$

Полный КПД оценивает энергетическое совершенство машины в целом и для современных центробежных машин составляет $0,75 \dots 0,92$.

8.3.4. Многоступенчатые и многопоточные центробежные машины

Напор, развиваемый колесом центробежной машины, как видно из выражения (8.6), определяется произведением $u_2 c_{2u}$. Для достижения высокого напора в машине с одним колесом необходимо иметь большое значение окружной скорости. Однако окружная скорость ограничена условиями прочности колес и кавитацией: для чугунных колес она не должна превышать 40 м/с, а для стальных легированных – 300 м/с.

В насосах, подающих воду и технические жидкости, скорость вращения, а следовательно, и напор лимитируются также условиями возникновения кавитации.

В насосных установках часто требуется создать высокое давление жидкости или газа. В таких случаях центробежные машины с одним рабочим колесом оказываются непригодными и их заменяют многоступенчатыми.

Многоступенчатый насос обычно представляет собой ряд одноступенчатых, рабочие колеса которых сидят на общем валу и соединены последовательно. Пример такого насоса показан на рис. 8.7.

При последовательном включении колес полный напор машины равен сумме напоров отдельных ступеней. В большинстве случаев при подаче несжимаемых жидкостей геометрические размеры всех ступеней одинаковы и поэтому полный напор такой машины равен напору одной ступени, умноженному на число ступеней машины.

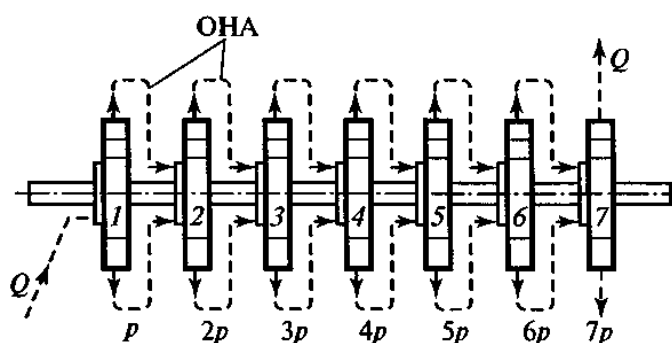


Рис. 8.7. Схема многоступенчатого центробежного насоса

Поток жидкости (газа) поступает в рабочее колесо первой ступени машины, откуда, получив от лопаток некоторое количество энергии, он выбрасывается в обратный направляющий аппарат (ОНА) между первой и второй ступенями в рабочее колесо второй ступени. Из второй ступени поток направляется в третью и т. д. Характерным элементом многоступенчатой центробежной машины является обратный направляющий аппарат.

При выходе из лопаточного устройства первой ступени поток обладает значительными тангенциальными составляющими абсолютной

скорости, т. е. он закручен относительно оси машины. Если такой поток будет подведен к лопастям рабочего колеса второй ступени машины, то он сможет получить приращение энергии, обусловленной лишь разностью окружных скоростей выхода и входа.

Если же на пути между выходом из первой ступени и входом в рабочее колесо второй ступени расположить лопаточное направляющее устройство, обеспечивающее радиальный вход в рабочее колесо второй ступени, то последнее будет работать столь же эффективно, как и рабочее колесо первой ступени, передавая жидкости удельную энергию, определяемую по выражению (8.6) при $c_{1u} = 0$.

Назначение обратного направляющего аппарата заключается в устранении закручивания потока в целях эффективной передачи энергии потоку в последующей ступени машины.

Напоры, развиваемые современными центробежными многоступенчатыми насосами, очень высоки. Например, насосы, подающие питательную воду в котел, создают напор до 4000 м. Имеются насосы с числом ступеней до 30.

При высоких напорах и больших подачах находят применение центробежные насосы многопоточного типа. Они состоят из ряда групп ступеней давления. В каждой группе ступени включены последовательно для повышения напора, а группы ступеней включены параллельно. В качестве примера на рис. 8.8 приведена схема работы трехступенчатого двухпоточного насоса с симметричным расположением ступеней в группе.

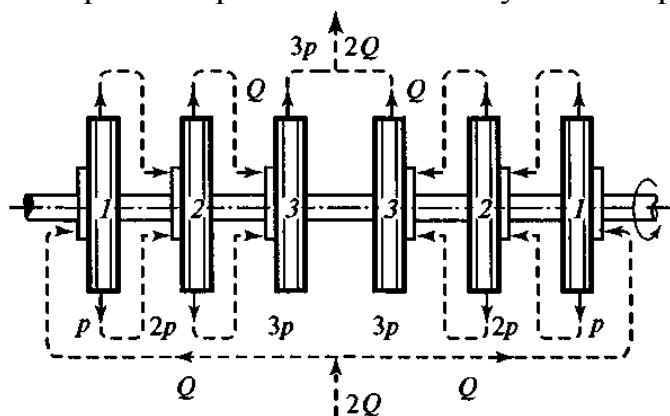


Рис. 8.8. Схема трехступенчатого двухпоточного насоса

8.4. Характеристики центробежного нагнетателя при постоянной частоте вращения

Каждому нагнетателю свойственны определенные значения рабочих параметров Q , H , p , N и η , зависящих от частоты вращения вала.

При изменении режима работы нагнетателя его рабочие параметры изменяются.

Между рабочими параметрами приняты следующие соотношения:

$$H = f(Q); \quad N = F(Q); \quad H_{\text{ст}} = \varphi(Q); \quad \eta_{\text{ст}} = \Theta(Q). \quad (8.14)$$

Эти соотношения (зависимости), представленные графически, называются характеристиками нагнетателя.

Основным видом характеристик является напорная $H = f(Q)$ при постоянной частоте вращения, получаемая при испытании нагнетателя. Заметим, что в уравнениях (8.14) аргументом является подача нагнетателя. При испытаниях нагнетателя в целях получения характеристик при $n = \text{const}$ изменение подачи достигается изменением степени открытия дросселя на напорной трубе.

Действительный напор, развиваемый нагнетателем, меньше теоретического H_T из-за потерь напора в проточной полости и отклонения действительной структуры потока от теоретической.

Потери напора в проточной полости нагнетателя зависят от средней скорости потока (квадратично) и, следовательно, пропорциональны квадрату подачи. Кроме того, потери напора определяются ударом и срывом потока с лопаток при отклонении режима работы нагнетателя от расчетного.

В результате характеристика действительного напора располагается ниже характеристики теоретического напора.

В зависимости от значения угла β_2 и конструкции проточной полости нагнетателя характеристика действительного напора может иметь две типичные формы.

На рис. 8.9, а представлены характеристики нагнетателя, типичные для $\beta_2 > 90^\circ$. Особенностью действительной характеристики в этом случае является наличие максимума и, следовательно, неоднозначность зависимости $H = f(Q)$ в пределах напоров от H_{xx} до H_{max} . Нагнетатели с такой характеристикой, работая в интервале подач от 0 до Q' , могут самопроизвольно менять подачу, переходя в неустойчивый режим, называемый помпажем. Это отрицательное свойство нагнетателей с характеристикой такого типа.

Характеристика, свойственная центробежным нагнетателям с $\beta_2 < 90^\circ$, представлена на рис. 8.9, б.

Такая характеристика напора, называемая стабильной, обеспечивает устойчивый режим работы нагнетателя в широком диапазоне подач от 0 до Q_{max} .

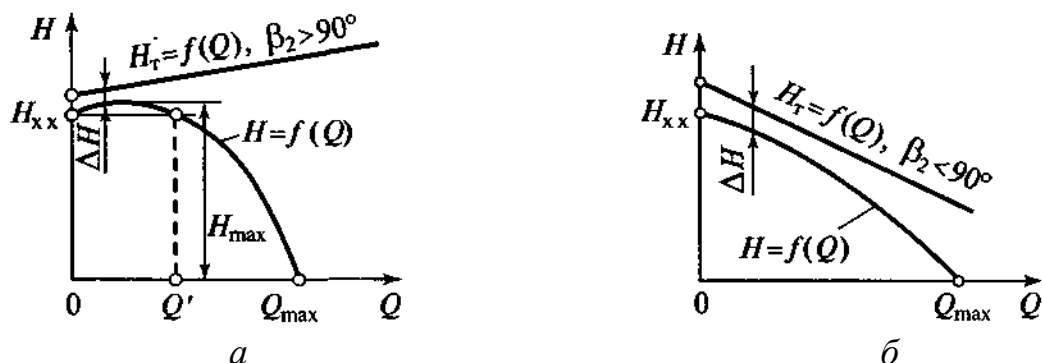


Рис. 8.9. Теоретическая и действительная характеристики нагнетателя:
 $a - \beta_2 > 90^\circ$; $b - \beta_2 < 90^\circ$

Действительная мощность нагнетателя, необходимая для его привода, больше теоретической из-за затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в проточной полости и механического трения в подшипниках и уплотнениях, поэтому характеристика действительной мощности располагается выше теоретической (рис. 8.10).

Теоретическая мощность при $Q = 0$ (при закрытом дросселе) равна нулю. Действительная мощность при $Q = 0$ называется мощностью холостого хода N_{xx} , которая затрачивается на преодоление потерь в этом режиме. Потери вызваны циркуляционными потоками в проточной полости нагнетателя, дисковым трением о жидкость (газ), механическим трением в подшипниках и уплотнениях.

По характеристике действительного напора и действительной мощности определяется КПД центробежного нагнетателя, который представляется отношением мощности, передаваемой в нем потоку, т. е. полезной мощности, к мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя:

$$\eta = \frac{\rho Q g H}{1000 N}.$$

Пользуясь этим равенством, легко представить форму характеристики КПД при $n = \text{const}$.

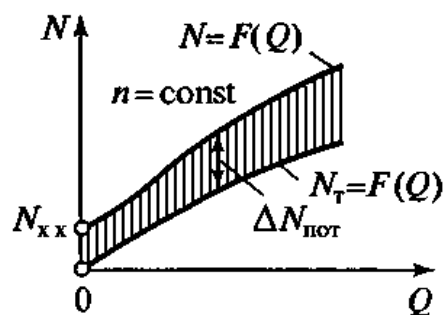


Рис. 8.10. Характеристики теоретической и действительной мощности центробежного нагнетателя

Если дроссель закрыт, то $Q = 0$, но нагнетатель развивает напор H , расходуя мощность холостого хода N_{xx} . При этом $\eta = 0$. При увеличении открытия дросселя напор падает и при $Q_{\max}$ достигает значения $H = 0$. В этом режиме нагнетателя $\eta = 0$. Характеристика КПД при $n = \text{const}$ имеет форму, показанную на рис. 8.11.

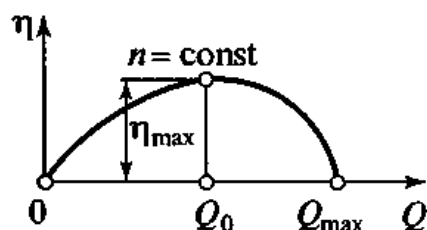


Рис. 8.11. Характеристика КПД центробежной машины

Режим нагнетателя, при котором КПД максимален, называют оптимальным. В этом режиме затрата мощности на привод производится с наивысшим энергетическим эффектом и наиболее экономично.

Значения напора, давления, подачи и мощности, приводимые в справочной литературе, характеризуют оптимальный режим работы нагнетателя.

На рис. 8.12 приведены все характеристики центробежного насоса.

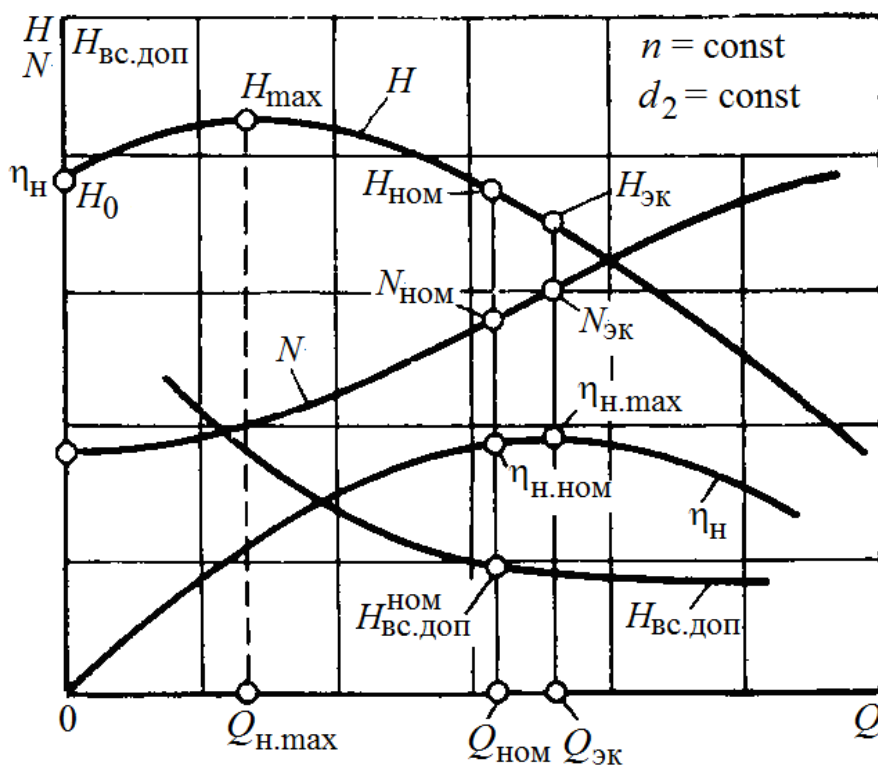


Рис. 8.12. Характеристики центробежного насоса:

H – напор; N – потребляемая мощность; η_H – КПД насоса; $H_{\text{вс.доп}}$ – допустимая высота всасывания; $Q_{\text{ном}}$ – номинальная подача насоса; n и d_2 – частота вращения и наружный диаметр рабочего колеса; $\eta_{H.\text{max}}$ – точка максимального КПД насоса; H_{max} – точка максимального напора насоса; $Q_{\text{эк}}$ – подача насоса при максимальном КПД; $Q_{H.\text{max}}$ – подача насоса при максимальном напоре

8.5. Подобие центробежных машин. Формулы подобия

Движение жидкостей (газов) в проточной полости машины весьма сложно, и точный расчет рабочих элементов машины представляет большие трудности. Поэтому при проектировании насосов и компрессоров широко используют опытные данные, полученные при исследовании машин, аналогичных проектируемой. Однако использование опытных данных при проектировании допустимо лишь при соблюдении законов подобия.

В современном гидромашиностроении широко применяется метод моделирования, т. е. испытания моделей, позволяющий проверить проект и внести в него практические коррективы. Модели строят, как правило, с соблюдением законов подобия.

Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называются *подобными*, если в соответствующих точках этих пространств сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются *коэффициентами подобия*.

Центробежные нагнетатели (рис. 8.13) будут подобны, если соблюдается:

геометрическое подобие, которое заключается в равенстве сходственных углов и постоянстве сходственных геометрических величин;

кинематическое подобие, которое состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных машин и равенстве сходственных углов параллелограммов скоростей;

динамическое подобие, выражающееся постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках геометрически и кинематически подобных машин.

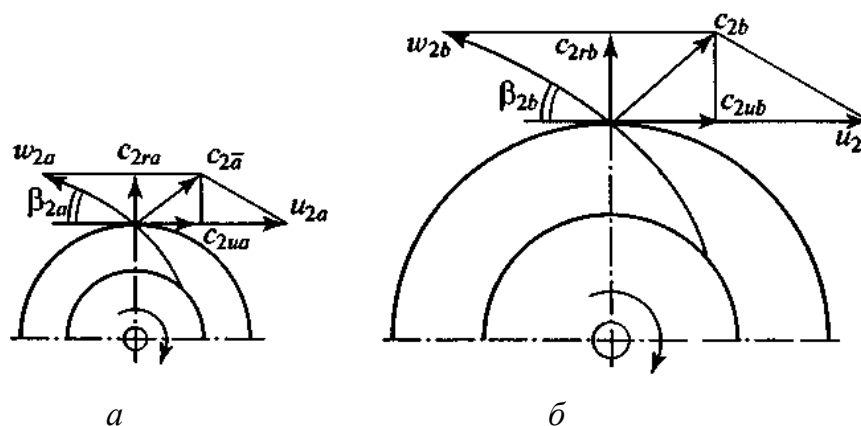


Рис. 8.13. Параллелограммы скоростей двух подобных центробежных машин

В практике моделирования и исследования нагнетателей применяются и *общие критерии подобия*, учитывающие влияние физических свойств жидкостей и газа на формирование подобных режимов: критерий Рейнольдса (Re), критерий Фруда (Fr), критерий Эйлера (Eu), критерий Струхала (Sh). Эти критерии применяются для оценки подобия нагнетателей, рабочий процесс которых происходит без существенного влияния факторов теплообмена.

В строгих расчетах следует учитывать влияние теплопередачи, т. е. соблюдать постоянство критериев Прандтля (Pr) и Грассгофа (Gr).

Отметим, что на практике заводы, изготавливающие центробежные машины, обычно производят серии геометрически подобных машин, т. е. машин с одинаковой аэродинамической схемой. Соотношения между основными параметрами машин данной серии устанавливаются также на основании теории подобия нагнетателей с помощью формул подобия, которые представлены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Формулы подобия

Изменение параметров Q , H и N			
при изменении n	при изменении D_2	при изменении ρ	при изменении D_2 , n и ρ
$Q_a = Q_b \frac{n_a}{n_b}$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3}$	$Q_a = Q_b$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \frac{n_a}{n_b} \frac{\eta_{0a}}{\eta_{0b}}$
$H_a = H_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$H_a = H_b$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \frac{n_a^2}{n_b^2} \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}$
$N_a = N_b \frac{n_a^3}{n_b^3}$	$N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b} \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \frac{n_a^3}{n_b^3} \frac{\eta_a}{\eta_b}$

Применяя формулы подобия, можно принимать КПД машин, работающих в подобных режимах, практически одинаковыми.

При строгих расчетах необходимо иметь в виду некоторое повышение КПД при увеличении размеров машины. Однако не следует думать, что пересчет Q , H и N по формулам пропорциональности приводит к правильным результатам независимо от условий, в которых работает центробежная машина. Работа машины определяется также свойствами трубопроводной системы, подключенной к ней, поэтому определение

основных параметров Q , H и N машины, включенной в трубопроводную систему, должно производиться с учетом рабочих свойств последней.

Очевидно, что одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в нагнетателях с различной частотой вращения. Естественно, что конструкция рабочих колес и всех элементов проточной части центробежного нагнетателя, равно как и их размеры, при этом меняется. Для сравнения лопастных насосов различных типов пользуются коэффициентом быстроходности, объединяя группы рабочих колес по принципу их геометрического и кинематического подобия.

Коэффициент быстроходности определяется по формуле (8.5), обычно его вычисляют по значениям n , Q , H , относящимся к режиму с максимальным КПД.

Коэффициент быстроходности n_s для различных типов насосов имеет следующие значения:

Ротационные и поршневые.....	< 40
Вихревые	10...40
Центробежные	40...300
Диагональные.....	300...600
Осевые	600...1200

При помощи коэффициента быстроходности можно выбирать тип нагнетательной машины для работы с заданными параметрами Q , H и n .

В заключение следует обратить внимание на то, что коэффициент быстроходности пропорционален частоте вращения насоса n . Повышение частоты вращения, как правило, ведет к уменьшению размеров и массы насоса и приводного двигателя. Таким образом, повышение коэффициента быстроходности насоса при заданных значениях подачи и напора экономически выгодно.

8.6. Совместная работа насосов и сети

Сетью называют систему сосудов и трубопроводов, присоединенных к нагнетателю.

Различают сети простые, состоящие из одного или нескольких последовательно соединенных участков, и сложные (разветвленные), включающие параллельно включенные участки.

Подачу и напор насоса выбирают в соответствии с потребностью сети.

Установившийся режим системы насос–сеть определяется уравнениями материального и энергетического балансов.

Уравнение материального баланса характеризует равенство подачи Q_H насоса расходу сети Q_C : $Q_H = Q_C$.

Уравнение энергетического баланса характеризует равенство напора H_H , развиваемого насосом, и гидравлического сопротивления сети H_C : $H_H = H_C$.

Величина H_C определяется свойствами сосудов и трубопроводов, входящих в состав сети.

Пусть имеется насосная установка, состоящая из приемного и напорного сосуда, напорной и всасывающей линий гидравлической сети и насосного агрегата (рис. 8.14). Давления на свободной поверхности жидкости в сосудах равны p_1 и p_2 .

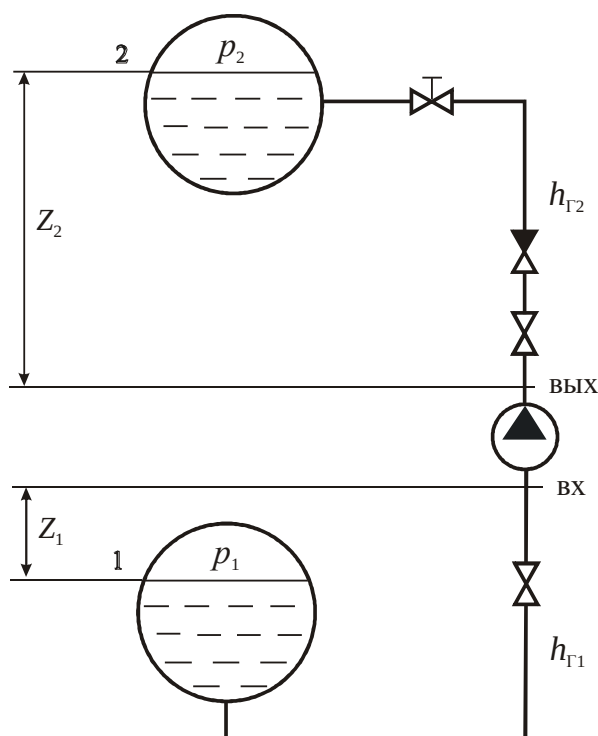


Рис. 8.14. Схема насосной установки

Уравнение сохранения энергии для контрольных уровней у нагнетательного и всасывающего патрубков насоса определяются как:

$$E_{\text{ВЫХ}} = E_2 + h_{Г2} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + z_2 + h_{Г2};$$

$$E_{\text{ВХ}} = E_1 - h_{Г1} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} - z_1 - h_{Г1},$$

где E_1, E_2 – энергия в начале и конце сети; $h_{Г1}, h_{Г2}$ – гидравлические сопротивления всасывающего и нагнетательного трубопроводов; c_1, c_2 – скорости на поверхностях 1 и 2.

Гидравлическое сопротивление сети

$$H_c = E_{\text{вых}} - E_{\text{вх}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + z_2 + z_1 + h_{Г1} + h_{Г2};$$

$$H_c = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + H_Z + h_{Г},$$
(8.15)

где $H_Z = z_2 + z_1$ – геометрический напор насоса; $h_{Г} = h_{Г1} + h_{Г2}$ – гидравлическое сопротивление всех участков сети.

В уравнении (8.15) величина $\frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_Z = H_{\text{ст}}$ не зависит от расхода

Q_c и называется статическим сопротивлением сети, а $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_{Г} = H_{\text{дин}}$

зависит от Q_c и называется динамическим сопротивлением. С учетом того, что площади сечений 1 и 2 во много раз больше сечений подводящих и отводящих трубопроводов сети, можно считать, что $c_1 = c_2 = 0$, тогда $H_{\text{дин}} = h_{Г}$.

Для определения $H_{\text{дин}}$ необходимо определить гидравлическое сопротивление сети $h_{Г}$, которое складывается из потерь по длине и местных потерь во всех ее элементах, и определяется по формуле

$$h_{Г} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{c_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{c_j^2}{2g},$$
(8.16)

где n – число участков труб длиной l_i и внутренним диаметром d_i ; λ_i – коэффициент сопротивления трению; m – число местных сопротивлений с коэффициентами ζ_j ; c_i, c_j – скорости в трубопроводах и на участках местных сопротивлений.

Подставив в уравнении (8.16) вместо скоростей Q , с учетом, что $c_i = Q/f_i$, получим

$$h_{Г} = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{1}{2g f_i^2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{1}{2g f_j^2} \right) Q^2 = k Q^2.$$
(8.17)

Коэффициент пропорциональности k характеризует гидромеханические свойства сети.

В результате уравнение сети имеет вид

$$H_c = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}} = H_{\text{ст}} + k Q^2.$$
(8.18)

Эту зависимость называют характеристикой сети. Из (8.18) видим, что характеристика имеет параболический характер.

На рис. 8.15 приведены характеристики совместной работы сети и насоса: характеристика сети (кривая a), напорная характеристика насоса $H = f(Q)$ (кривая A). Точка пересечения характеристик сети и насоса α называется рабочей точкой. Эта точка определяет режим, удовлетворяющий условия материального и энергетического балансов системы насос – сеть.

При постоянном числе оборотов положение напорной характеристики центробежного насоса изменить нельзя. Поэтому параметры рабочей точки меняют изменением положения характеристики сети. Для этого увеличивают гидравлическое сопротивление сети путем прикрытия регулирующего клапана, в результате чего увеличивается значение k . Характеристика сети расположится выше и будет более крутой (штриховая кривая a'), рабочая точка займет новое положение α' , подача нагнетателя уменьшится, а напор возрастет.

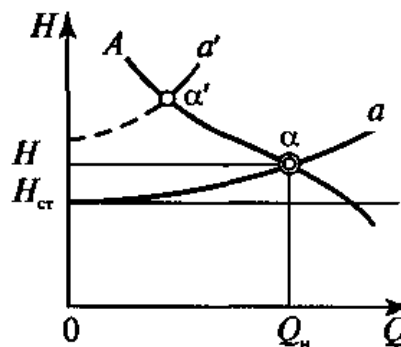


Рис. 8.15. Характеристики совместной работы насос–сеть

Изложенный графический метод широко используется в практике выбора насосов и анализа работы системы насос–сеть.

8.7. Устойчивость работы насоса в сети

Некоторые центробежные насосы малой быстроходности обладают характеристиками $H-Q$, у которых напор холостого хода меньше максимального напора. Участок $a-e$ характеристики (рис. 8.16) при определенных условиях соответствует неустойчивому режиму работы насоса, и эта неустойчивость может привести к колебаниям подачи и напора, часто сопровождающимся гидравлическими ударами в сети, и даже к повреждению насоса.

На рис. 8.16 характеристика насоса имеет вид параболы. В этом случае на участке кривой $a-b-e-d-c$ возможны две точки пересечения характеристики насоса с сетью. Неустойчивость работы возникает, когда сопротивление в сети больше, чем напор холостого хода, или когда максимальный напор насоса меньше сопротивления в сети. При этом возникает тенденция к падению подачи в системе насос–сеть. Колебания в системе насос–сеть могут возникнуть, если вода перекачивается меж-

ду двумя резервуарами со свободными поверхностями и когда система может запасать и возвращать обратно энергию (статическое давление). Возникновение колебаний подач зависит от наличия аккумулятора энергии в нагнетательном трубопроводе.

Аккумулятор энергии может быть образован наличием камеры в нагнетательном трубопроводе или вследствие упругой конструкции самого трубопровода, необходимой, например, для компенсации термических расширений трубопроводов питания котлоагрегатов. В случае короткого нагнетательного трубопровода подобным аккумулятором энергии может являться высокорасположенный бак, установленный в конце трубопровода.

При наличии неустойчивой, западающей к режиму холостого хода ветви у напорной характеристики насоса, работающего в системе насос–сеть, возможны следующие явления.

Вследствие срыва подачи и последующего внезапного ее восстановления возникают волны давления, которые вызывают собственные колебания в системе, состоящей из массы перемещаемой жидкости в трубопроводе и насосе (режим *помпажа* насоса). Срыв подачи определяется колебаниями давления в системе и связан с накоплением и разрядкой аккумулятора энергии. Поэтому гидравлическая ударная нагрузка в насосе, как показывает опыт, до известной степени усиливается или гасится этими собственными колебаниями системы насос–сеть. Частота колебаний волн давления в системе равняется частоте первого порядка собственных колебаний жидкости, находящейся в трубопроводе и насосе. Отсюда следует, что частота этих колебаний не зависит от частоты вращения насоса и определяется только размерами установки. Большой аккумуляющей способности системы соответствует малая частота колебаний давления.

При уменьшении емкости аккумулятора энергии растет частота колебаний. С ростом частоты связано увеличение амплитуды колебаний вследствие того, что прямые и отраженные волны давлений в трубопроводе накладываются друг на друга, вызывая стоячие волны. При этом ударные пики давления могут достичь величин, опасных для установки

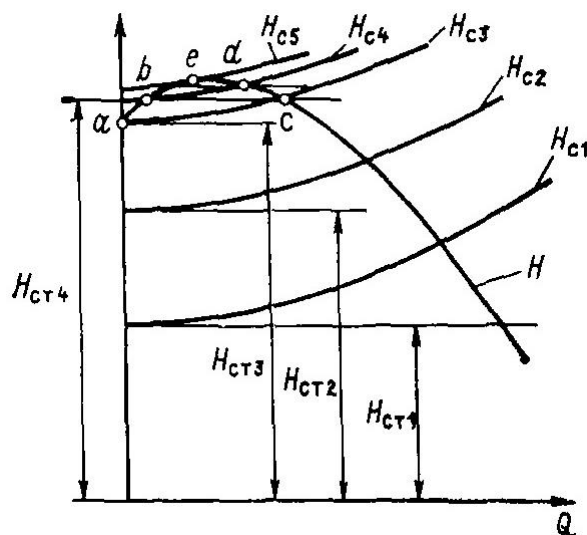


Рис. 8.16. Работа центробежного насоса на неустойчивой ветви характеристики

и неприемлемых для эксплуатации. Любой насос, способный входить в режим помпажа, при снижении частоты вращения до некоторого предела может вести себя стабильно во всем диапазоне работы. Эта «предельная частота вращения» увеличивается с уменьшением аккумулирующей способности системы. Для предупреждения или уменьшения помпажа применяются обратные клапаны на нагнетательной линии и линия рециркуляции перед ними.

8.8. Регулирование подачи центробежных насосов

При изменениях режима работы оборудования ТЭС изменяются характеристики гидравлических сетей и требуется изменение подачи работающих в них насосов.

Процесс изменения подачи насоса называется его регулированием.

В практике эксплуатации ТЭС наибольшее применение нашли следующие способы регулирования подачи центробежных насосов: дросселирование регулирующими клапанами на напорной линии; изменение частоты вращения рабочего колеса насоса; регулирование направляющим аппаратом на входе в рабочее колесо; обрезка рабочих колес – уменьшение наружного диаметра; перепуск части жидкости из напорного трубопровода во всасывающий (байпасирование).

8.8.1. Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$

Пусть насос включен в сеть, как это показано на рис. 8.17, *а*.

На графике (рис. 8.17, *б*) нанесем характеристики сети и насоса при $n = \text{const}$. Предполагаем, что дроссельный регулирующий клапан полностью открыт, а режим работы насос–сеть – установившийся (стационарный). Это возможно только в случае, когда напор, развиваемый нагнетателем, равен напору в сети. Это условие соблюдается только в точке α пересечения характеристик напора насоса и сети. Точка α определяет стационарный режим работы насос–сеть, т. е. ее рабочие параметры Q , H , N , η при полностью открытом дроссельном клапане.

Прикрытие дросселя вызывает увеличение сопротивления сети; характеристика сети смещается вверх, а рабочая точка α передвигается в новое положение, например α' , определяя новые значения параметров $Q'_{\text{рег}}$, $H'_{\text{рег}}$, $N'_{\text{рег}}$, $\eta'_{\text{рег}}$. Дальнейшим прикрытием дросселя можно получать новые режимы и новые положения рабочей точки α'' и т. д.

Наибольшая подача достигается при полностью открытом дросселе, следовательно, дроссельное регулирование применяется для уменьшения подачи.

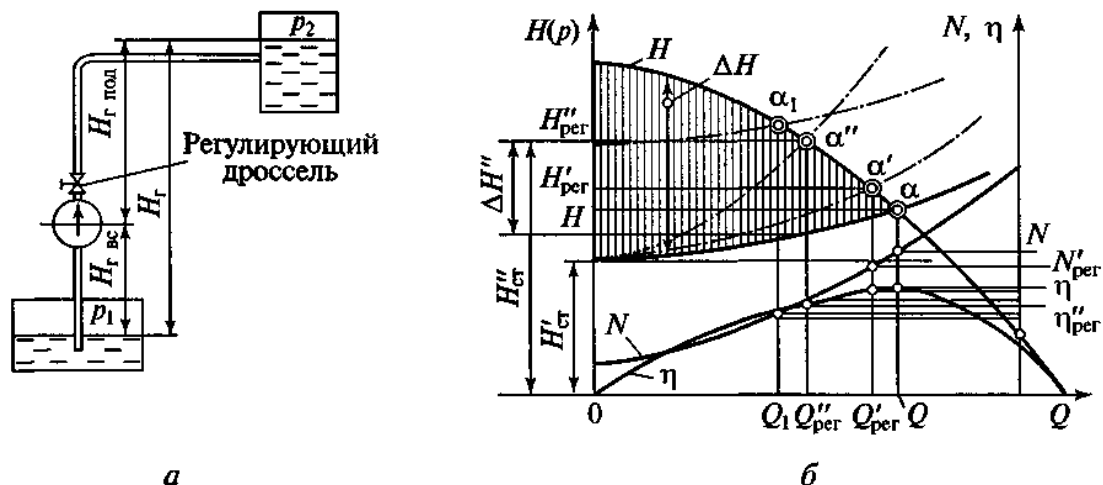


Рис. 8.17. Схема установки (а) и изменение параметров при дроссельном регулировании насоса (б)

Из графика видно, что дросселирование уменьшает мощность нагнетателя, но вместе с тем повышает долю энергии, расходуемой на регулирование, поэтому оно неэкономично. Например, при регулировании подачи до $Q''_{\text{пер}}$ напор, теряемый в дросселе, определяется отрезком $\Delta H''$, а теряемая при этом мощность

$$\Delta N = \rho Q''_{\text{пер}} g \Delta H''_{\text{пер}} / (1000 \eta''_{\text{пер}}).$$

Энергетическая эффективность этого способа регулирования центробежных нагнетателей низка, однако из-за простоты он широко распространен.

При указанном способе регулирования насосов дроссельный клапан располагают на напорной трубе. Если поместить его на всасывающей трубе, то при дросселировании давление на входе в насос будет понижаться, и возникающие при этом кавитационные явления будут нарушать нормальную работу насоса. В нагнетателях, подающих газы, дроссельный клапан может располагаться как на входном, так и выходном патрубках.

8.8.2. Регулирование изменением частоты вращения вала

В тех случаях, когда имеется возможность изменять частоту вращения вала двигателя, целесообразно регулировать подачу изменением частоты вращения.

Пусть центробежная машина, включенная по схеме, приведенной на рис. 8.17, а, работает при $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$.

Нанесем на график (рис. 8.18) напорные характеристики динамического нагнетателя с частотами $n_1 \dots n_4$, характеристику сети C . Очевидно,

что точки пересечения напорных характеристик нагнетателя с характеристикой сети, обозначенные на рисунке $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и α_4 , определяют режимы работы нагнетателя при частотах n_1, n_2, n_3 и n_4 .

Из рис. 8.18 видно, что изменением частоты вращения могут быть получены разные подачи $Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}}$ и $Q''''_{\text{рег}}$, соответствующие напорам. Мощности и КПД могут быть определены из соответственных характеристик по значениям $Q'_{\text{рег}} \dots Q''''_{\text{рег}}$. Регулирование подачи этим способом от номинальной частоты, например n_3 , может проводиться как для увеличения, так и для уменьшения подачи.

При регулировании изменением значения n дроссель открыт полностью, сопротивление его незначительно и нет затрат мощности в нагнетателе непосредственно на осуществление регулирования. Поэтому такой способ регулирования по затратам энергии на привод значительно выгоднее дроссельного.

Обычно для привода нагнетателей ограниченной мощности применяются асинхронные короткозамкнутые электродвигатели, у которых частота вращения практически постоянна и регулироваться не может. Поэтому регулирование нагнетателей изменением значения n в предшествующие годы широкого распространения не получило.

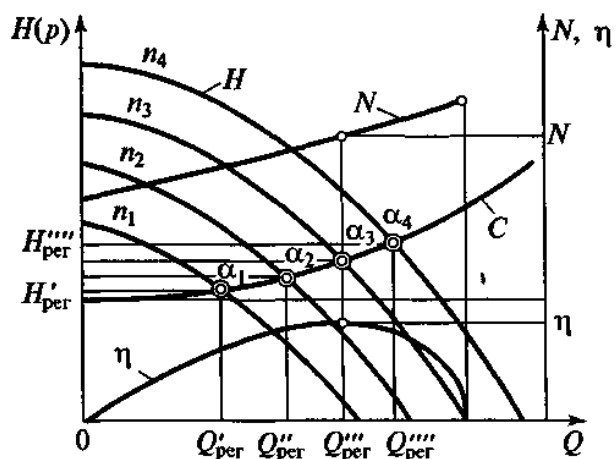


Рис. 8.18. Регулирование центробежного насоса изменением частоты вращения

Для привода крупных нагнетателей большой мощности (насосы, вентиляторы, дымососы) применяются электродвигатели со ступенчатой или плавной регулировкой частоты вращения. Также для регулирования частоты используются гидромуфты, которые устанавливают между электродвигателем и насосом. Гидромуфта за счет изменения давления прокачиваемого через нее масла позволяет в пределах 20 % изменять число оборотов на выходном валу по отношению к входному.

В последние годы все большее применение находит способ регулирования частоты вращения электропривода с помощью тиристорных (или тринисторных) преобразователей частоты, который называется регулируемым частотным приводом (РЧП).

На некоторых насосах большой мощности находят применение установки с плавным или ступенчатым регулированием частоты вращения и дроссельным регулированием до необходимого значения подачи. Этот способ получил название смешанного регулирования.

Способ изменения частоты вращения рабочего колеса позволяет как уменьшить подачу, так и увеличить ее. Но следует иметь в виду, что, при увеличении числа оборотов $n > n_{\text{ном}}$ более чем на 8...10 %, необходимо получать разрешение заводов-изготовителей электродвигателя и насоса.

8.8.3. Регулирование направляющим аппаратом на входе в рабочее колесо

В нагнетателях большой мощности – вентиляторах, компрессорах и в редких случаях в насосах – применяется способ регулирования подачи направляющим лопаточным аппаратом, который располагается перед входом в рабочее колесо нагнетателя.

Этот способ основан на уравнении Эйлера (8.6). Второй член правой части этого уравнения оценивает влияние тангенциальной составляющей c_{1u} абсолютной скорости, т. е. закрутки потока при входе, на напор, развиваемый нагнетателем, и, следовательно, на его подачу. Значение c_{1u} определяется углом входа потока в межлопастные каналы рабочего колеса, поэтому, изменяя угол входа специальными поворотными лопатками, получим различные значения Q , т. е. возможность регулировать насос.

На рис. 8.19 приведены конструктивные схемы осевого и радиального направляющих аппаратов, применяемые в центробежных нагнетателях.

Осевые направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от входа в колесо. Только в этом случае достигается эффективное регулирование.

При работе центробежной машины на заданную систему трубопроводов с характеристикой C , показанной на графике (рис. 8.20), получают режимные точки $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, определяющие подачи $Q_1, Q_{\text{пер}2}, Q_{\text{пер}3}$. Мощности $N_1, N_{\text{пер}2}, N_{\text{пер}3}$, потребляемые при этом, определяются точками I, II и III . Соединив плавной линией точки I, II и III , получим линию изменения мощности машины при регулировании ее подачи направляющим аппаратом на входе. Эта линия лежит ниже линии мощности N_1 , что указывает на уменьшение потребления энергии при регулировании

направляющим аппаратом на входе по сравнению с потреблением энергии при дроссельном регулировании при $n = \text{const}$.

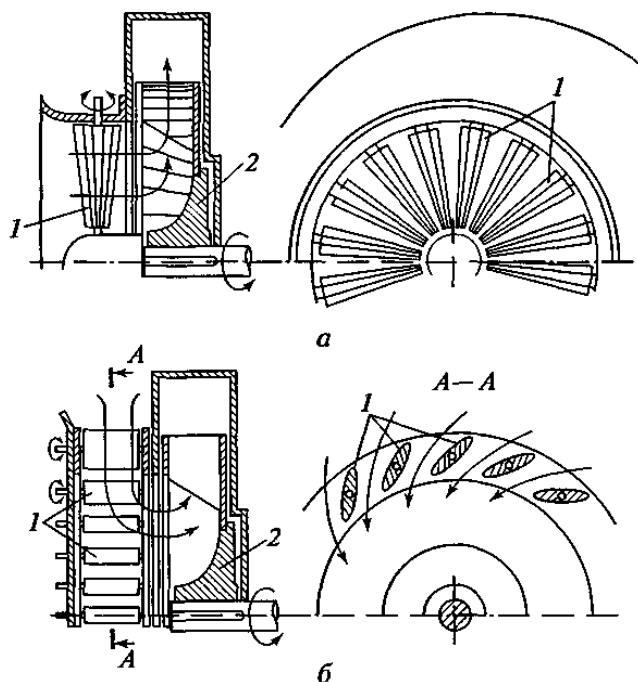


Рис. 8.19. Конструктивная схема центробежного нагнетателя:
 a – с осевым направляющим аппаратом на входе; b – с радиальным направляющим аппаратом на входе; 1 – направляющие лопатки; 2 – рабочее колесо

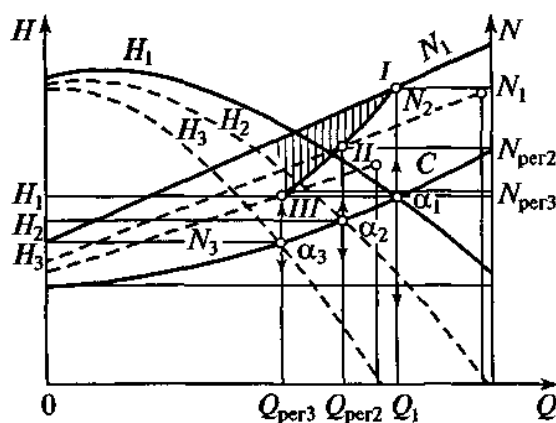


Рис. 8.20. График регулирования подачи нагнетателя направляющим аппаратом на входе

8.8.4. Регулирование байпасированием

В некоторых случаях применяют регулирование подачи насосов перепуском части подаваемой жидкости с выхода на вход по байпасной линии. Если в насосной установке с байпасной линией (рис. 8.21) требуется

уменьшить подачу в систему от величины Q_1 до Q_6 , то по байпасной линии жидкость с расходом q_n направляют из напорного трубопровода во всасывающий. При этом общая подача насоса (расход в точке a) увеличивается до значения Q_a , а подача в сеть (от точки b) уменьшается до величины Q_6 . За счет уменьшения расхода в сети ее характеристика изменится – станет более пологой (кривая 2 по сравнению с кривой 1). В этом случае напор, развиваемый насосом, уменьшится до величины H_2 , а мощность уменьшится с величины N_1 до N_2 .

Указанный способ регулирования экономичен для насосов с коэффициентом быстроходности $n_s > 300$ и для вихревых насосов, у которых при увеличении подачи мощность уменьшается. В центробежных насосах с меньшими коэффициентами быстроходности регулирование подачи байпасированием ведет к увеличению мощности насоса и может вызвать перегрузку электродвигателя. Кроме того, при этом способе регулирования усложняется система, увеличиваются количество арматуры и габаритные размеры установки.

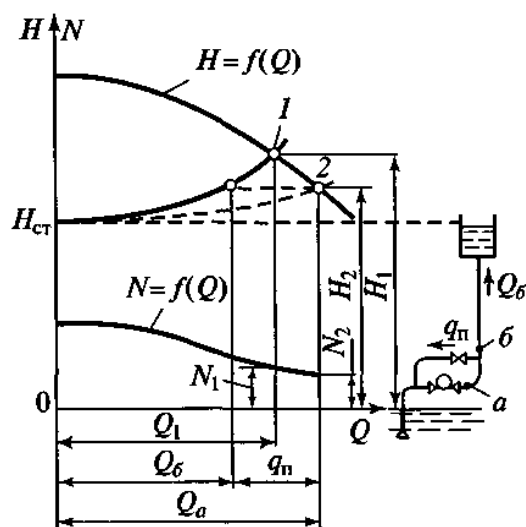


Рис. 8.21. Регулирование подачи насоса байпасированием

8.8.5. Построение рабочих полей характеристик насосов

При регулировании насосов изменяется их КПД. Работа машины с низким КПД невыгодна, поэтому допустимые отклонения КПД от его максимального значения регламентированы государственными стандартами или ведомственными нормами. Для насосов допустимы режимы с КПД, отличающиеся на 5 % от максимального значения, вентиляторы должны работать в соответствии с требованиями государственного стандарта так, чтобы КПД был не ниже $0,9 \eta_{\max}$.

Если на характеристике нагнетателя выделить участок с КПД не ниже допустимого, то получим область, называемую рабочим полем нагнетателя. Рассмотрим построение рабочих полей при различных способах регулирования насосов.

Пусть насос регулируется изменением частоты вращения от $n_{\min}$ до $n_{\max}$ (рис. 8.22). Покажем на графике характеристики $H=f(Q)$ для $n_{\min}$ и $n_{\max}$ и проведем линии $n_{\min} = \text{const}$ и $n_{\max} = \text{const}$. Этими линиями в графике выделяется заштрихованная площадь $a-b-c-d$, представляющая собой поле подач и напоров насоса, удовлетворяющее условию $\eta \geq \eta_{\min}$, где $\eta_{\min}$ – минимально допустимое значение КПД.

В случаях регулирования дросселем на напорной стороне связь между подачей (расходом, производительностью) и напором насоса выражается графически по уравнению $H = f(Q)$ единственной линией (рис. 8.23).

Очевидно, что минимально допустимое значение КПД определяет участок $a-b$ напорной характеристики, для всех точек которого $\eta \geq \eta_{\min}$. Следовательно, при $n = \text{const}$ и регулировании дросселем поле рабочих параметров насоса представляется участком $a-b$ напорной характеристики. В практике эксплуатации для расширения области применения центробежных насосов применяют обрезку рабочих колес. Обрезкой называют уменьшение наружного диаметра D_2 рабочего колеса путем его обточки на токарном или карусельном станке. При этом геометрическое подобие нарушается, поэтому условия подобия и формулы пропорциональности для пересчета параметров при обрезке применять нельзя.

Опыт показывает, что обрезка приводит к следующим соотношениям между рабочими параметрами:

$$\frac{Q_{\text{обр}}}{Q} = \frac{D_{2\text{обр}}}{D_2}; \quad \frac{H_{\text{обр}}}{H} = \frac{D_{2\text{обр}}^2}{D_2^2}; \quad \eta = \text{const.} \quad (8.19)$$

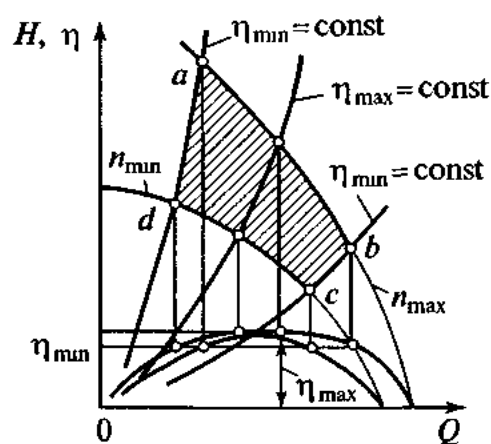


Рис. 8.22. Построение поля характеристики насоса с регулируемой частотой вращения

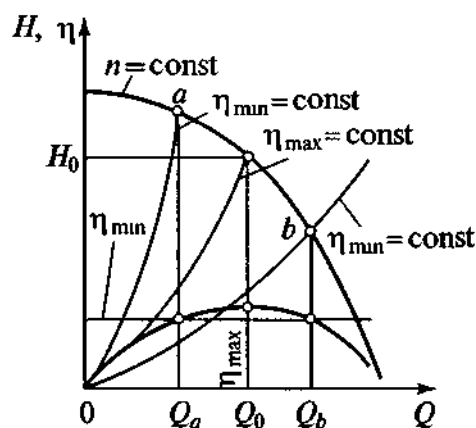


Рис. 8.23. Построение поля характеристики насоса с дроссельным регулированием

Из этих равенств, исключив диаметры, получим $H = aQ^2$, т. е. режимы, удовлетворяющие условиям (8.14), определяются законом квадратичной параболы.

На рис. 8.24 показано построение рабочих зон характеристик центробежного насоса с учетом обрезки.

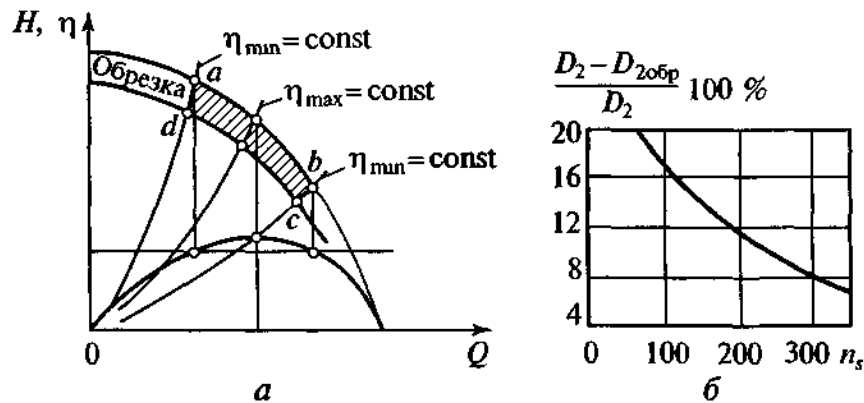


Рис. 8.24. Построение поля характеристик насоса при обрезке рабочего колеса (а) и зависимость допустимой обрезки от коэффициента быстроходности (б)

Если дана характеристика $H = f(Q)$ с необрезанным колесом диаметра D , то условие $\eta \geq \eta_{\min}$ определяет рабочее поле $a-b$ насоса до обрезки. Задавшись значением $D_{2\text{обр}}$, также зная D_2 и параметры Q и H для точек a и b , можно определить величины $Q_{\text{обр}}$ и $H_{\text{обр}}$, пользуясь соотношениями (8.19).

Таким образом определилось поле рабочих параметров насоса данного типа и размера (заштрихованная площадь $a-b-c-d$).

Колеса центробежных насосов допускают без заметного понижения КПД тем большую обрезку, чем меньше их быстроходность n_s . Максимальная обрезка составляет 10...15 %.

Если в координатную систему Q, H внести рабочие поля подач и напоров разных типов насосов при различных их размерах и допустимой обрезке, можно получить сводные графики полей рабочих параметров. В качестве примера на рис. 8.25 представлены свободные графики $H = f(Q)$ для центробежных консольных насосов типа К.

Сводные графики удобны для выбора насосов в процессе проектирования насосных установок.

При выборе насосов для работы в определенных эксплуатационных условиях на основании технологического процесса, в который включены насосы, и расчета сети трубопроводов должны быть заданы необходимые значения подачи Q и напора H .

Пользуясь заданными значениями Q и H , на сводном графике находят точку, попадающую в поле рабочих параметров определенного типоразмера насоса с определенной частотой вращения.

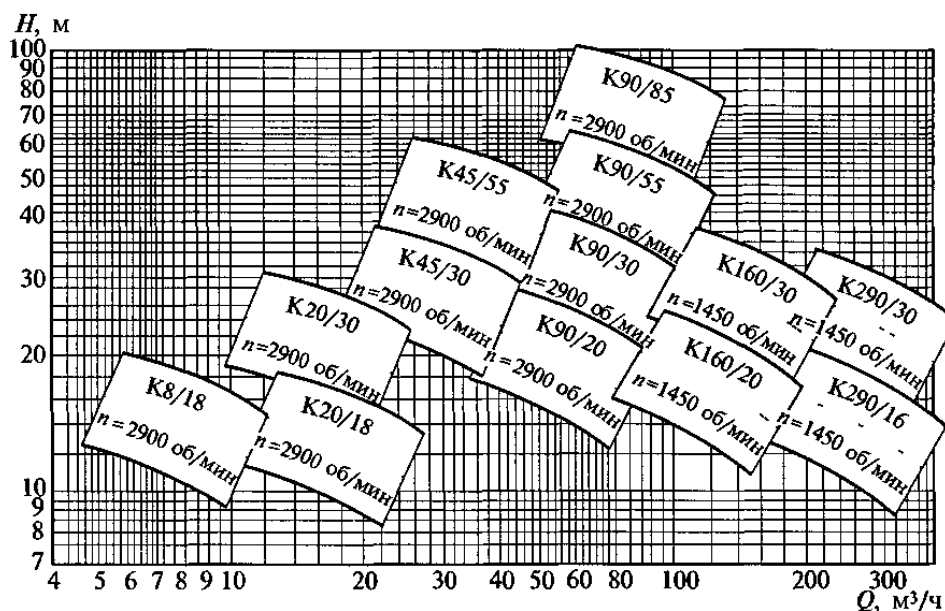


Рис. 8.25. Сводные графики рабочих полей насосов типа К

8.9. Параллельное и последовательное соединения насосов

В зависимости от условий эксплуатации и производственного назначения насосы могут работать группами на общую трубопроводную сеть.

При групповой установке насосов применяются два способа их соединения для совместной работы: параллельное и последовательное. Возможно и комбинированное соединение.

Параллельное соединение насосов применяется при ограниченной подаче отдельных насосов для покрытия неравномерного графика потребления сети с большими расходами и может быть использовано для регулирования подачи путем изменения числа работающих насосов.

На рис. 8.26 показана схема установки с тремя параллельно соединенными насосами.

При параллельном соединении насосов полная подача группы представляется суммой подач отдельных насосов и выполняется так, чтобы имелаась возможность выключения из работы любого насоса.

Параллельное соединение дает большие удобства в процессе регулирования подачи группой насосов путем отключения отдельных насосов и регулирования подачи любого из них.

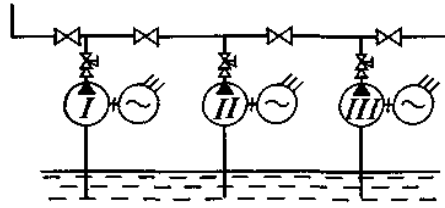


Рис. 8.26. Схема установки с параллельным включением трех насосов

Если система, состоящая из насосов и трубопроводной сети, не имеет значительной емкости, аккумулирующей расходы, и работает на покрытие суточного графика с переменными расходами, то в любой момент времени насосы должны давать в сеть подачу, равную расходу в сети. В пиковой части графика насосы должны обеспечивать подачу $Q_{\max}$, в провалах графика – $Q_{\min}$.

Если установка состоит из одного насоса, то насос должен быть выбран на расход $Q_{\max}$ и иметь возможность глубокого регулирования до подачи $Q_{\min}$. Регулирование расхода связано с потерями энергии, и такой насос будет иметь низкий эксплуатационный КПД. Перерывы в подаче в сеть недопустимы, поэтому на случай аварии в установке должен иметься второй насос с подачей не менее $Q_{\max}$, т. е. резерв будет составлять 100 %. Следовательно, при неравномерном графике расходов установка с одним рабочим насосом невыгодна из-за высокой стоимости резерва и больших потерь энергии при эксплуатации.

Если принять к установке два насоса, то резерв будет снижен до 50 % и эксплуатационная эффективность будет повышена.

В целом увеличение количества рабочих насосов уменьшает резерв и до определенного предела увеличивает эффективность эксплуатации.

На рис. 8.27, а представлена схема двух центробежных насосов при параллельном соединении, их напорные характеристики H_1 и H_{11} и общая характеристика, которая без учета сопротивления соединительных трубопроводов получается путем сложения абсцисс (Q) характеристик отдельных насосов при $H = \text{const}$. Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы H_c определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что

$$Q_{I+II} < Q_I + Q_{II},$$

т. е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы расходов каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике сети, что подтверждается сравнением расходов в сети H_c и H'_c .

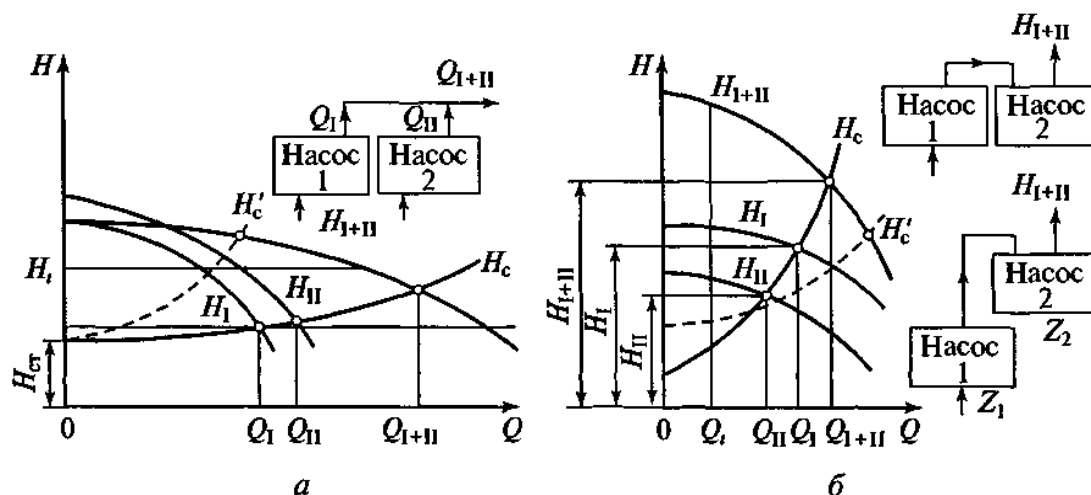


Рис. 8.27. Характеристики совместной работы насосов:
 a – параллельное; b – последовательное соединение

Последовательное соединение насосов применяется для повышения напора, развиваемого установкой в целом. В этом случае выходное отверстие первого по ходу жидкости (газа) насоса соединится трубопроводом с входом последующего насоса.

Массовые подачи насосов, если нет утечек и отборов, в этом случае одинаковы. Для насосов, подающих жидкость с плотностью $\rho = \text{const}$, одинаковы и объемные подачи.

На рис. 8.27, b представлена схема двух центробежных насосов при последовательном соединении, их напорные характеристики H_I и H_{II} и общая характеристика H_{I+II} . Общая напорная характеристика строится путем суммирования ординат (H) характеристик отдельных насосов при $Q = \text{const}$. Точка пересечения общей характеристики сети H_c определяет рабочую точку последовательно соединенных насосов. Очевидно, что $H_{I+II} < H_I + H_{II}$, т. е. суммарный напор последовательно соединенных насосов меньше суммы напоров каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

Последовательное соединение насосов экономически себя оправдывает при крутых характеристиках сети с малым значением $H_{cт}$, что подтверждается сравнением напоров в сети H_c и H_c' .

Из рис. 8.27, b следует, что при последовательном соединении увеличивается как суммарный напор, так и несколько увеличивается общий расход Q_{I+II} . Это положение легко объяснить энергетически: включение второго насоса последовательно к первому увеличивает энергию потока, и для равновесного, устойчивого состояния системы должна соответственно возрасти энергия, затрачиваемая в общем трубопроводе на выходе из второго насоса, а это возможно только при увеличении подачи и напора установки.

8.10. Конструкции центробежных насосов

Основным и наиболее распространенным типом динамических насосов являются лопастные центробежные насосы. В настоящее время выработаны типовые конструкции лопастных насосов, обеспечивающих широкий диапазон подач и напоров, требуемых промышленностью, транспортом, коммунальным и сельским хозяйством страны. Во многих случаях требуются специальные конструкции насосов, удовлетворяющие особым условиям производства и технологии: химические и нефтяные насосы, насосы для подачи жидкостей, содержащих мелкодисперсные взвеси и грубо раздробленные твердые вещества, шламы и канализационные жидкости и т. п.

В состав конструкции центробежного насоса входят следующие основные части: корпус (монолитный или состоящий из отдельных секций), рабочие колеса, вал с крепежными деталями колес, защитные и дистанционные втулки, диафрагмы, направляющие аппараты, подшипники, уплотнения, крепежные болты, диск гидروطы (в некоторых конструкциях).

Рабочие колеса могут иметь различную форму, определяемую значением коэффициента быстроходности насоса (рис. 8.28).

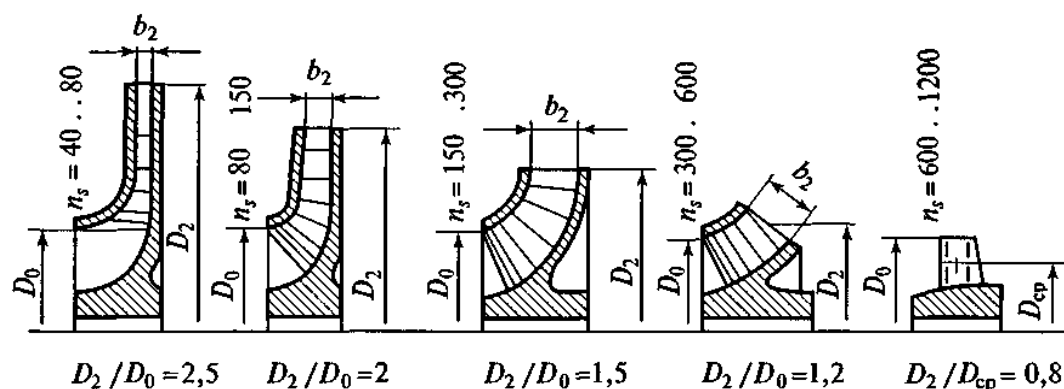


Рис. 8.28. Влияние коэффициента быстроходности на форму рабочего колеса насоса

Рабочие колеса насосов общего назначения для подачи чистой воды и неагрессивных жидкостей с температурой до 80°C отливают из серого чугуна. Питательные насосы котлов высокого давления подают воду высокой температуры при высокой частоте вращения; рабочие колеса таких насосов выполняются литыми из сталей высокой прочности, легированных никелем и хромом. Колеса насосов, подающие абразивные жидкости – золы, грунтовые и шлаковые смеси, – выполняются от-

ливкой из белого чугуна, хорошо противостоящего истиранию. Насосы, перекачивающие химические вещества, имеют колеса, выполненные из специальных сплавов, керамики и пластмасс.

Для повышения гидравлического КПД насоса литые поверхности должны иметь незначительную шероховатость.

В насосах применяются подшипники различных конструкций. Насосы малой мощности имеют подшипники качения – шариковые и роликовые – нормальных типов. Смазка обычно применяется консистентная (солидол различных марок) и реже жидкое масло, подаваемое насосом из ванны в корпусе насоса.

Мощные насосы высокого давления и подачи выполняются с подшипниками скользящего трения. Смазка обычно применяется кольцевая, в особо ответственных случаях – принудительная подача масла специальным насосом через маслоохлаждающую систему.

В теплоэнергетике применяются центробежные насосы, разнообразные по основным параметрам и конструкциям. Это вызвано различием условий работы и эксплуатационных требований.

Обозначения и маркировка насосов общего назначения, за исключением специальных конструкций, определены государственным стандартом.

ГОСТ определяет группу центробежных многоступенчатых насосов секционного типа для чистой воды с подачей от 6 до 1000 м³/ч и напором от 40 до 2000 м вод. ст.

Обозначение насоса включает три буквы: Ц – центробежный, Н – насос, С – секционный; и два числа: первое – подача насоса Q , м³/ч, второе – напор H , м вод. ст. Например, ЦНС-22-88 означает: центробежный насос секционного типа с подачей 22 м³/ч и напором 88 м вод. ст.

ГОСТ также определяет тип центробежных насосов с двусторонним входом, обозначаемым буквой Д. Подача и напор обозначаются в марке, так же как и в секционных насосах. Например Д-2000-100 означает: центробежный насос двустороннего входа с подачей 2000 м³/ч и напором 100 м вод. ст. Насосы типа Д охватывают область подачи от 200 до 12 500 м³/ч и напора до 100 м вод. ст. КПД этих насосов составляет до 92 %.

Применительно к теплоэнергетике все центробежные насосы могут быть разделены на следующие группы: для чистой воды, одноступенчатые и многоступенчатые; конденсатные; питательные; для кислых сред; для подачи смесей жидкостей и твердых частиц.

Насосы для чистой воды применяются для хозяйственного, технического и противопожарного водоснабжения электрических станций и котельных. Они бывают одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Простейшим типом одноступенчатого насоса является консольный насос, обозначаемый буквой К. Продольный разрез такого насоса и его внешний вид представлены на рис. 8.29.

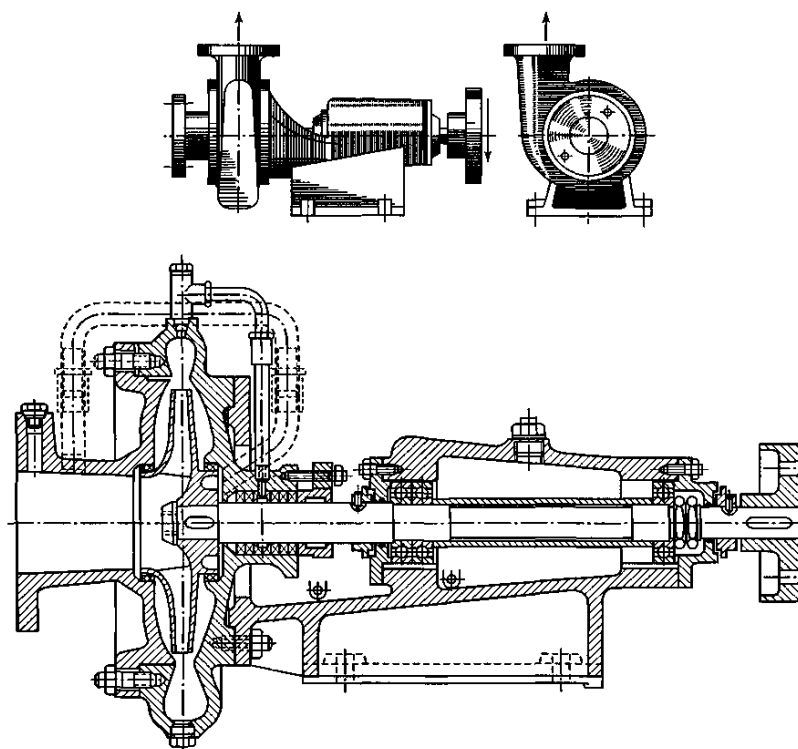


Рис. 8.29. Центробежный насос типа К

Характерной особенностью насоса является расположение рабочего колеса на консоли вала, вращающегося в двух широко расставленных шариковых подшипниках. Корпус насоса спиральный, с осевым подводом жидкости. Сальник здесь имеется только на стороне подачи. Насосы этого типа рассчитаны на производительность $10...360 \text{ м}^3/\text{ч}$, создают напоры в пределах $15...80 \text{ м вод. ст.}$ Частота вращения составляет $1450...2950 \text{ об/мин}$, диаметр рабочих колес $132...328 \text{ мм}$, полный КПД – в пределах $50...84 \%$.

В последние годы широкое распространение получили моноблочные насосы типа АК, АЦМК, АЦМЛ и автоматизированные насосные установки АНУ для промышленного и коммунального назначения с аналогичными параметрами по подаче и напору. Продольный разрез и внешний вид насоса типа Д представлен на рис. 8.30.

Насосы типа Д характеризуются двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу, спиральной безлопаточной формой направляющих аппаратов и присоединением всасывающего и напорного патрубков к нижней половине корпуса при горизонтальной плоскости его разъема.

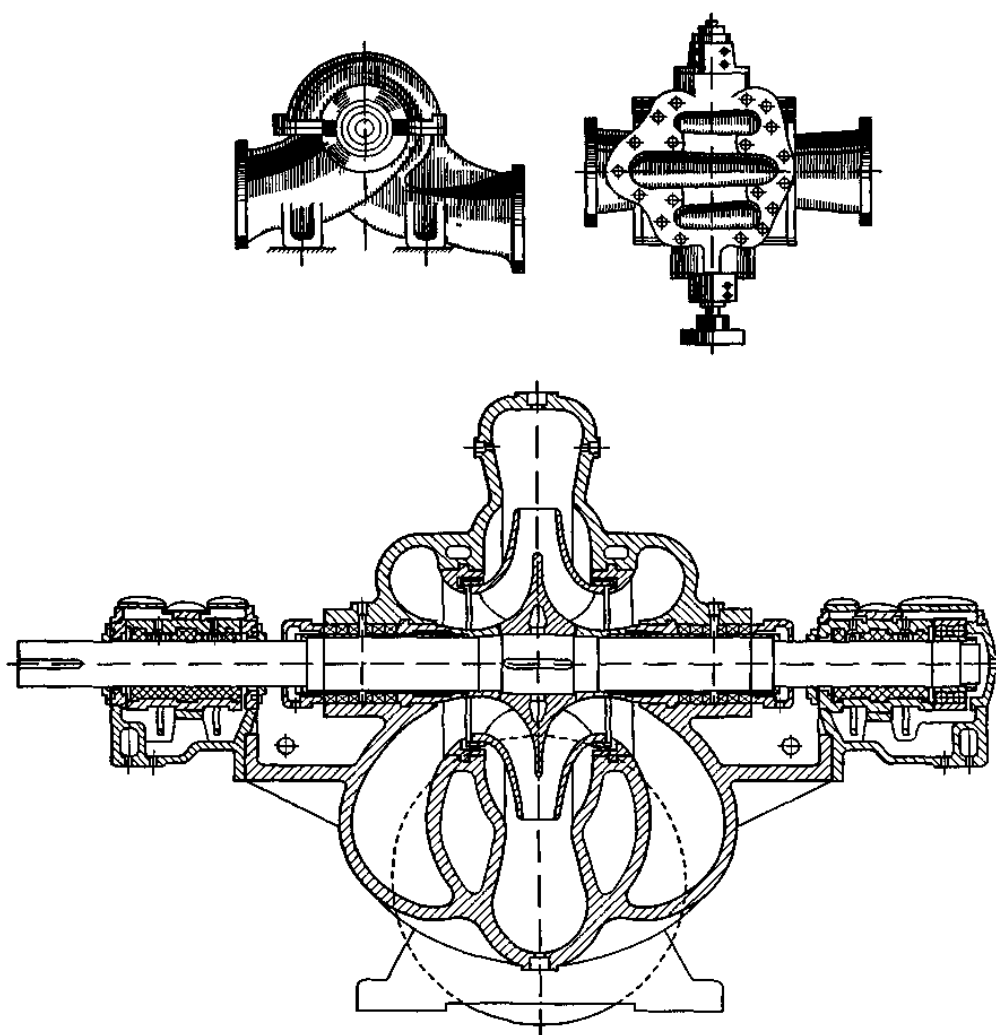


Рис. 8.30. Центробежный насос типа Д

Насосы этого типа имеют следующие основные параметры: подача 90...12500 м³/ч, напор 10...102 м вод. ст., частота вращения 730...2950 об/мин, диаметр рабочих колес 265...900 мм, полный КПД – 64...92 %.

Многоступенчатые насосы представлены тремя основными группами: секционные насосы типа С (секционные насосы с колесами одностороннего входа), насосы с колесами одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса, насосы с первым колесом двустороннего входа и остальными колесами одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса. Многоступенчатые насосы этих типов перекрывают подачу от 5 до 1000 м³/ч при напорах от 35 до 300 м вод. ст. Специальные конструкции могут быть выполнены с основными параметрами, выходящими за указанные пределы. На ТЭС многоступенчатые насосы применяются для перекачки конденсата и питательной воды.

Конденсатные насосы применяются для отвода конденсата из конденсатора, ПНД и сетевых подогревателей. Они могут работать при температуре до 120 °С.

На рис. 8.31 приведена конструкция конденсатного насоса марки КсВ200-210.

Сварной наружный корпус состоит из двух частей: приемной 17 и напорной 7. В верхней части корпуса имеется опорный фланец для крепления к металлоконструкциям фундамента.

Внутренний корпус состоит из напорной крышки 8, корпусов секций 11 с направляющими аппаратами 12 и подвода к первой ступени 14.

К напорной крышке крепится опорный фонарь 4 электродвигателя и корпуса сальникового уплотнения 6 и опорно-упорного подшипника 3. Базовые детали внутреннего корпуса, за исключением уплотняющих колец и втулок, изготовлены из серого чугуна. Внутренний корпус в сборе с ротором демонтируется вверх без отсоединения подводящего и напорного трубопроводов насоса.

Ротор насоса состоит из вала 5, комплекта рабочих колес, упругой муфты 1, разгрузочного барабана, втулок и крепежа. Ротор балансируют в собранном виде динамически.

Перед рабочим колесом 13 первой ступени установлено осевое предвключенное колесо 15 для улучшения всасывающей способности насоса и уменьшения кавитационного запаса. Эти детали изготовлены из хромистой стали.

Рабочее колесо первой ступени для повышения кавитационных качеств имеет специальную форму проточной части (расширенный вход). Рабочие колеса остальных ступеней имеют одинаковую форму проточной части и изготовлены из чугуна.

Осевое усилие уравнивается разгрузочным барабаном, который обеспечивает почти полное уравнивание лишь при номинальной подаче.

Опорами ротора служат два подшипника. Верхний опорно-упорный подшипник 2 выполнен из сдвоенного радиально-упорного шарикоподшипника с жидкой смазкой. Подшипник воспринимает вес ротора и неуравновешенное осевое усилие и фиксирует положение ротора в насосе. В корпусе подшипника выполнена масляная ванна, из которой винтовой втулкой масло подается к подшипнику. Отработанное масло по пазам самотеком сливается в ванну. На выходе из подшипника установлено маслоотбойное кольцо. Подшипник охлаждается водой технического водопровода.

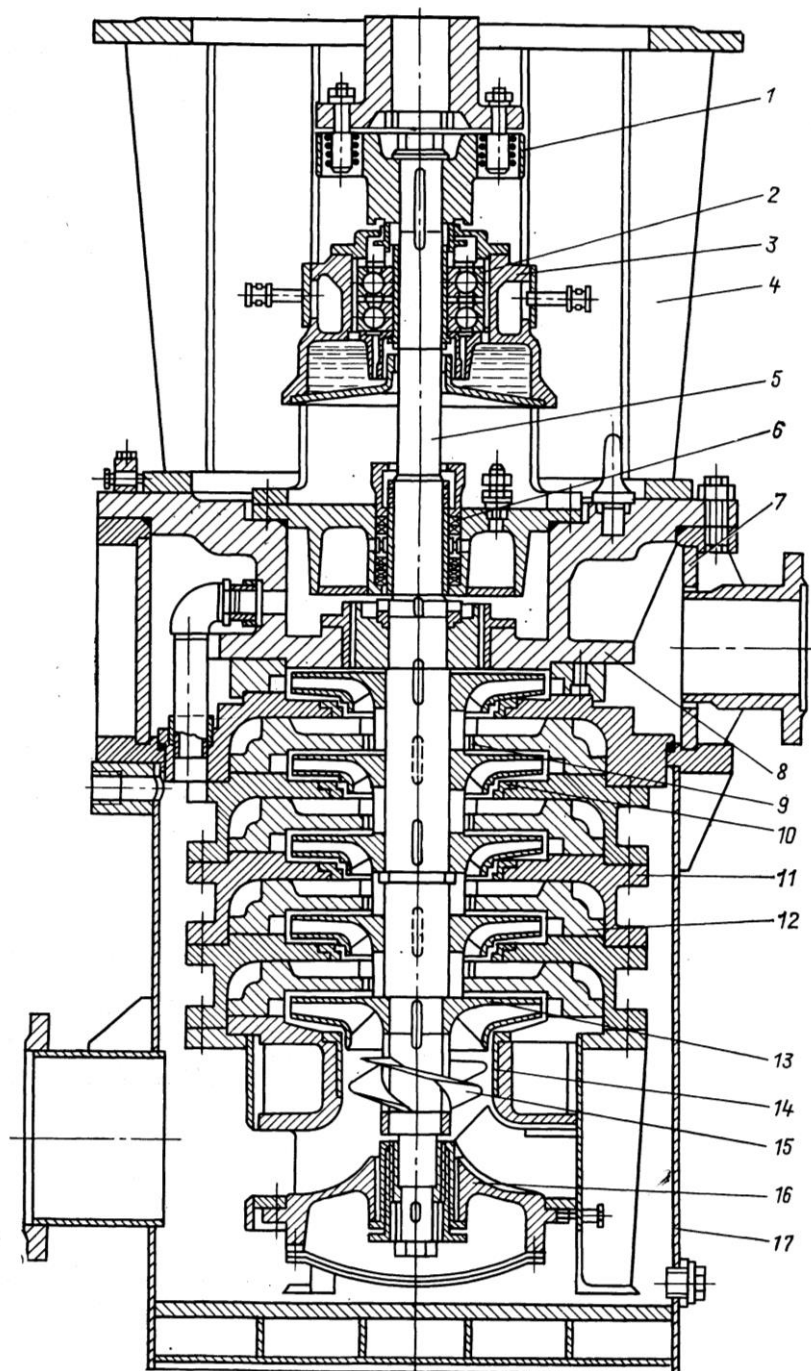


Рис. 8.31. Конденсатный насос марки КсВ200-210:

1 – упругая муфта; 2 – верхний радиально-осевой подшипник; 3 – корпус подшипника; 4 – радиальный подшипник; 5 – вал; 6 – корпус сальникового уплотнителя; 7 – напорная часть наружного корпуса; 8 – напорная крышка; 9 – кольца многоступенчатых уплотнителей; 10 – уплотняющие кольца рабочего колеса; 11 – корпус секции; 12 – направляющий аппарат; 13 – рабочее колесо первой ступени; 14 – подвод к первой ступени; 15 – предвключенное шнековое колесо; 16 – нижний подшипник; 17 – корпус

Нижний опорный подшипник 16 скольжения из металлофторопластовой композиции смазывается перекачиваемым конденсатом, который из специально предусмотренной камеры подается к подшипнику втулкой с многозаходной резьбой и, пройдя через зазор, отводится в полость всасывания. Зазор в подшипнике выставляется с помощью установочных винтов, после чего втулка штифтуется. Для предохранения от попадания твердых частиц подшипник закрыт сеткой.

Концевое уплотнение 6 насоса – сальникового типа с кольцом гидрозатвора.

Питательные насосы применяются для подачи питательной воды в паровые котлы. В большинстве случаев это центробежные многоступенчатые насосы высокого давления, приспособленные к подаче воды с высокой температурой до 170 °С. Пример конструкции питательного насоса СВПТ-350-1350 показан на рис. 8.32.

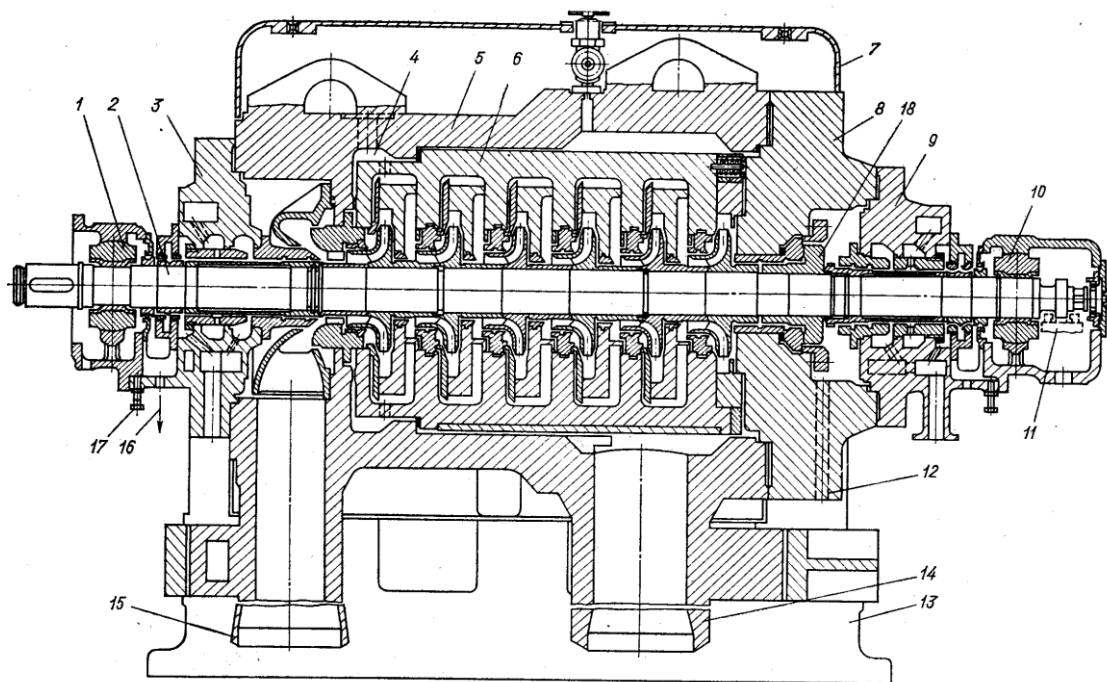


Рис. 8.32. Продольный разрез питательного насоса СВПТ-350-1350:

1 – передний подшипник; 2 – ротор; 3 – корпус переднего уплотнения; 4 – камера отбора; 5 – внешний корпус; 6 – внутренний корпус; 7 – обшивка; 8 – крышка цилиндра; 9 – корпус заднего уплотнения; 10 – задний подшипник; 11 – датчик осевого сдвига; 12 – отверстия перепуска жидкости из камеры разгрузки на всас насоса; 13 – рама; 14 – напорный патрубок; 15 – всасывающий патрубок; 16 – дренаж; 17 – регулирующий болт; 18 – гидропята

Насос выполнен в двухкорпусном исполнении: внешний 5 и внутренний 6, что позволяет надежно работать при высоких давлениях. Для разборки насоса и выемки внутреннего корпуса внешний корпус имеет съемную крышку 8. После первой ступени имеется камера отбора воды 4. Ротор насоса 2 имеет пять рабочих колес. Для компенсации осевых сил на ротор служит гидропятя 18. Для защиты от осевого сдвига имеется датчик 11. Переднее и заднее уплотнения щелевого типа расположены в отдельных корпусах 3 и 9. Вал вращается в переднем 1 и заднем 10 опорных подшипниках скольжения. Вода подводится через всасывающий патрубок 15 и отводится через напорный патрубок 14.

Насосы для кислых сред изготавливаются из специальных нержавеющих сталей. Они применяются в области расходов от 5 до 300 м³/ч при напорах от 7 до 500 м вод. ст. Такие насосы на ТЭС устанавливаются в цехе ХВО.

Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц работают в специфичных условиях. Поток жидкости, содержащей твердые частицы, проходя с большой скоростью через проточную часть, истирает внутренние поверхности насоса, поэтому к их конструкции предъявляются особые требования. Из этой группы на пылеугольных ТЭС применяются багерные насосы для перекачки золошлаковой пульпы.

Характеристики основных типов насосов, применяемых на ТЭС, приведены в приложении 3.

8.11. Силы, действующие на ротор, и их компенсация

При работе центробежного насоса на ротор могут действовать две силы: осевая и радиальная.

Осевая сила возникает в центробежных колесах с односторонним входом из-за разницы давлений в области всаса: со стороны всаса имеем давление на входе в рабочее колесо $P_{вх}$, а с другой стороны давление, близкое к давлению выхода из колеса $P'_{вых}$. Осевая сила на рабочее колесо определится как

$$F_{ос} = (P'_{вых} - P_{вх})\pi D_0^2/4,$$

где D_0 – диаметр входа в рабочее колесо (см. рис. 8.2).

Для компенсации осевых сил на ротор насоса необходимо устанавливать упорные подшипники или опорные с возможностью восприятия осевых сил.

Для уменьшения осевых сил на рабочее колесо в одноступенчатых насосах применяют следующие способы:

- рабочие колеса с двухсторонним подводом, при этом осевой силы не возникает;

- разгрузочные отверстия в рабочем колесе в области входа, которые уменьшают разницу давлений $P'_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}$, но для уменьшения подсоса жидкости через отверстия, что ведет к снижению КПД насоса, необходимо с обратной стороны колеса устанавливать уплотнение, снижающее давление в области отверстий;

- разгрузочные трубки, которые соединяют область входа с областью за колесом и уменьшают разницу давлений $P'_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}$, при этом также необходимо устанавливать уплотнение, но КПД насоса снижается меньше, чем при разгрузочных отверстиях;

- установка радиальных лопаток (импеллеров) с обратной стороны рабочего колеса, которые, отбрасывая жидкость к периферии, снижают давление в центральной области напротив входа потока в колесо. К недостаткам этого способа следует отнести снижение КПД насоса на 3...5 %.

В многоступенчатых насосах также применяют:

- установку рабочих колес со встречным движением потоков (см. рис. 8.8), что компенсирует разнонаправленные осевые силы;

- установку разгрузочного поршня с радиальным зазором (гидропята) (см. рис. 8.32) на роторе за рабочими колесами, к которому с одной стороны приложено давление $P'_{\text{вых}}$, а с другой $P_{\text{вх}}$, за счет соединения камеры за поршнем с входным патрубком насоса. При любых режимах работы насоса гидропята полностью компенсирует осевое усилие на ротор и поэтому не требуется установка упорного подшипника. Недостатком гидропята является то, что ее работа срывается при появлении пара – «запаривании», поэтому требуется тщательный контроль за ее работой;

- установку на роторе за рабочими колесами разгрузочного поршня с осевым зазором, к которому с одной стороны приложено давление $P'_{\text{вых}}$, а с другой $P_{\text{вх}}$, за счет соединения камеры за поршнем с входным патрубком насоса. Такой разгрузочный поршень при изменении режимов работы насоса не полностью компенсирует осевые силы, поэтому требуется установка упорного подшипника, но он не так чувствителен к «запариванию», как гидропята.

Радиальные силы на ротор возникают в области спирального отвода. При отклонении работы насоса от номинального режима давление по длине спирального отвода растет, если $Q > Q_{\text{ном}}$, или падает, при $Q < Q_{\text{ном}}$. Из-за переменного давления по окружности на выходные кромки рабочего колеса появляется радиальная сила, которая ухудшает вибрационную составляющую ротора.

Для уменьшения радиальных сил на ротор применяют:

- двух-, трех- или многозаходные спиральные отводы (направляющие аппараты);
- в многоступенчатых насосах спиральные подводы и отводы разворачивают относительно друг друга на 180° , что компенсирует радиальные силы.

8.12. Кавитация и высота всасывания

Центробежные насосы обеспечивают широкую область подач и давлений; соотношения между основными параметрами этих насосов весьма разнообразны. Однако при определенных условиях на стороне всасывания насоса могут возникнуть в некоторых зонах всасывающего тракта явления, называемые кавитацией.

В насосах жидкость по всасывающему трубопроводу к рабочему колесу насоса подводится под действием разности давления в приемном резервуаре и абсолютного давления на входе в рабочее колесо, которое зависит от расположения насоса относительно уровня поверхности жидкости в резервуаре и режима работы насоса. На практике встречаются три основные схемы установки центробежных насосов: ось насоса выше уровня жидкости в приемном резервуаре; ось насоса ниже уровня жидкости в приемном резервуаре; жидкость в приемном резервуаре находится под избыточным давлением.

Абсолютное давление на входе в насос (см. рис. 8.33) можно определить по уравнению Бернулли

$$\frac{p_H}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_{\text{вс}} - \frac{c_H^2}{2g} - \sum h_{\text{вс}}, \quad (8.20)$$

где p_H – абсолютное давление на входе в насос, Па; p_0 – атмосферное давление, Па; $H_{\text{вс}}$ – разность геодезических отметок оси рабочего колеса и свободной поверхности жидкости в резервуаре; c_H – скорость на входе в насос, м/с; $\sum h_{\text{вс}}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

Из уравнения (8.20) следует, что

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0 - p_H}{\rho g} - \frac{c_H^2}{2g} - \sum h_{\text{вс}}. \quad (8.21)$$

Эта величина называется *геометрической высотой всасывания*.

Вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_0 - p_H}{\rho g} - \frac{c_H^2}{2g}. \quad (8.22)$$

Нормальная работа центробежного насоса обеспечивается, когда абсолютное давление во всех точках его внутренней полости больше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре: $p_n > p_s$. Если такое условие не соблюдается и $p_{\min} < p_s$, то начинаются явления парообразования и кавитации (рис. 8.34).

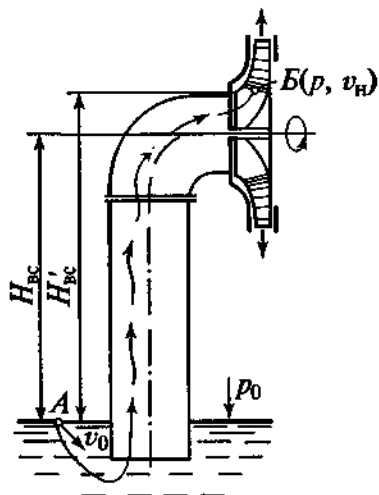


Рис. 8.33. Схема работы всасывающей трубы насоса

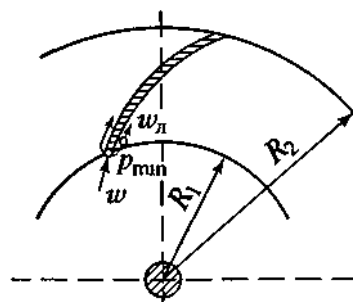


Рис. 8.34. Схема парообразования на входе в рабочее колесо

Кавитацией называют процессы нарушения сплошности потока жидкости, происходящие там, где местное давление понижается и достигает значения p_s . При этом наблюдается образование большого количества мельчайших пузырьков, наполненных парами жидкости и газами, выделившимися из нее. Образование пузырьков внешне похоже на кипение жидкости. Возникшие в результате понижения давления пузырьки увеличиваются в размере и уносятся потоком. При этом наблюдается местное повышение скорости движения жидкости из-за уменьшения поперечного сечения потока выделившимися пузырьками пара или газа.

Попадая в область с давлением выше критического, пузырьки схлопываются (конденсируются), при этом их разрушение происходит с большой скоростью и сопровождается местным гидравлическим ударом, из-за чего возникают ударные волны с давлением фронта до 10^3 МПа. Так как конденсация занимает некоторую область и протекает непрерывно в течение длительного времени, это явление приводит к разрушениям значительных площадей поверхности рабочих колес или направляющих аппаратов.

Практически появление кавитации при работе насоса можно обнаружить по характерному шуму в области всасывания и вибрации насоса. Кавитация сопровождается также химическим разрушением (коррози-

ей) материала насоса под действием кислорода и других газов, выделившихся из жидкости в области пониженного давления.

Существует два типа кавитации: поверхностная и отрывная. *Поверхностная кавитация* возникает на поверхности и в межлопаточных каналах рабочих колес гидравлических насосов. *Отрывная кавитация* имеет место в потоке жидкости за рабочими колесами лопастных машин. Начальная стадия кавитации соответствует появлению небольшого количества пузырей и слабому усилению шума при работе лопастной машины. На этой стадии характеристики гидравлической системы практически не изменяются. При полностью развившейся кавитации наблюдается интенсивное выделение пузырьков, увеличение скорости потока, значительный шум. В конечном итоге наступает «срыв» работы гидравлической машины: работа насоса не поддается управлению, его характеристики становятся совершенно неприемлемыми для обеспечения жизнедеятельности тракта.

В зоне развития кавитации происходит разрушение деталей насосов, работающих длительное время на переменных режимах. Разрушения появляются обычно при внезапных изменениях направления потока или колебаниях давления жидкости на входе в насос. К деталям, подвергающимся кавитационному разрушению, относятся лопасти рабочего колеса, особенно входные и выходные кромки, наружный диск, входные и выходные части корпуса насоса.

Наибольшее значение геометрической высоты всасывания в момент возникновения кавитации может быть найдено при $p_n = p_s$ по формуле (8.21):

$$H_{\text{вс}}^{\text{max}} = \frac{p_0 - p_s}{\rho g} - \frac{c_n^2}{2g} - \sum h_{\text{вс}}. \quad (8.23)$$

Для того чтобы не возникла кавитация, удельная энергия E_n потока на входе насоса должна быть достаточной для обеспечения скоростей и преодоления сопротивлений без падения местного давления до величины, ведущей к образованию кавитации. В связи с этим решающее значение имеет не абсолютная величина удельной энергии потока, а превышение ее над энергией, соответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости. Это достигается уменьшением $H_{\text{вс}}^{\text{max}}$ на величину Δh . Величина Δh называется кавитационным запасом, поскольку представляет собой запас механической энергии в потоке над давлением насыщенного пара.

Для каждого насоса существует минимальное значение Δh_{min} . При уменьшении Δh ниже этого значения в насосе начинается кавитация. Из

формулы (8.23) можно сделать вывод, что наименьшему значению $\Delta h_{\min}$ соответствует наибольшее значение геометрической высоты всасывания (статической части напора)

$$H_{\text{вс}}^{\text{кр}} = \frac{P_0 - P_s}{\rho g} - \Delta h_{\min} - \sum h_{\text{вс}},$$

которое называют *критической высотой всасывания*.

Для обеспечения надежной работы насоса допустимая высота всасывания $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ должна иметь некоторый запас, что учитывается введением коэффициента запаса φ :

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{P_0 - P_s}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \sum h_{\text{вс}},$$

где $\Delta h_{\text{доп}} = \varphi \Delta h_{\min}$.

В зависимости от условий работы насоса коэффициент запаса φ принимается в пределах 1,1...1,5.

На основе обобщения опытных данных для большого числа насосов С.С. Руднев получил формулу расчета минимального кавитационного запаса:

$$\Delta h_{\min} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (8.24)$$

где C – постоянная, зависящая от конструктивных особенностей насоса.

При определении $\Delta h_{\min}$ для насосов двустороннего входа в формулу (8.24) необходимо подставлять $Q/2$.

Значения постоянной C в зависимости от коэффициента быстроходности n_s составляют:

n_s	50...70	70...80	80...150	150...250
C	600...750	800	800...1000	1000...1200

Для питательных насосов с помощью специальных методов проектирования коэффициент C может достигать 3000...4000.

Допустимая высота всасывания зависит от температуры жидкости.

Повышение температуры всасываемой жидкости уменьшает критическую и, следовательно, допустимую высоты всасывания.

Высота давления насыщенных водяных паров $h_{\text{нп}} = \frac{P_s}{\rho g}$ в зависимости от температуры воды составляет:

температура, °С	5	10	20	40	60	80	100
$h_{\text{нп}}$, м вод. ст.	0,09	0,12	0,24	0,75	2,02	4,82	10,33

При высоких температурах жидкости допустимая высота всасывания может быть отрицательной, что указывает на необходимость расположения уровня всасываемой жидкости выше оси насоса. Следовательно, возможны два варианта установки насосов (рис. 8.35).

Потери напора во всасывающем трубопроводе складываются из потерь на трение при движении жидкости по трубе и потерь на местных сопротивлениях:

$$\sum h_{\text{вс}} = \lambda_1 l + \sum \xi_{\text{м}} \frac{c^2}{2g},$$

где λ_1 – потери напора на 1 м длины трубы; l – длина трубопровода; $\sum \xi_{\text{м}}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений во всасывающем трубопроводе; c – скорость движения при входе в фасонную часть арматуры, м/с.

Для предотвращения кавитации в насосах эффективны следующие меры:

1) конструирование насосов с минимальным коэффициентом быстроходности и с оптимальными входными углами лопастей;

2) установка оптимального числа лопастей;

3) удлинение лопастей в осевом направлении всасывающей воронки;

4) применение гладких стенок и закругленных входных кромок лопастей;

5) применение входного направляющего аппарата для оптимальной закрутки потока;

6) применение шнекоцентробежного колеса у первой ступени;

7) применение бустерных насосов с пониженной частотой вращения;

8) ограничение скорости во всасывающем трубопроводе до 1...2 м/с;

9) уменьшение сопротивления всасывающих линий.

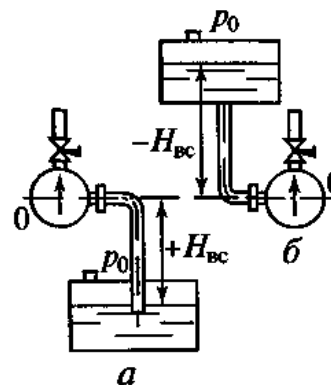


Рис. 8.35. Установка насоса относительно уровня жидкости:
а – с температурой значительно ниже температуры насыщения;
б – с температурой насыщения

8.13. Общие положения выбора насосов

Выбор насосов для работы в заданных эксплуатационных условиях должен проводиться на основе технико-экономических расчетов. Насос, его

приводной двигатель и вся трубная и электрическая коммуникация насосного агрегата должны быть дешевыми и работать с наивысшим КПД.

Рассмотрим общий метод решения задачи о выборе насоса для заданных рабочих условий.

Путем гидравлического расчета водопроводной сети определяют необходимый напор насосов и их подачу. Последняя в общем случае является величиной переменной во времени и обеспечивается несколькими насосами. Поэтому выбор насосов заключается не только в определении типа и размеров насоса, но и в определении их необходимого количества. Эта задача решается экономическим расчетом нескольких (не менее трех) вариантов установки с различными количествами насосов. Наиболее выгодным является вариант, дающий наименьшую стоимость 1 м³ поданной жидкости при соблюдении полной надежности и бесперебойности работы.

Для любого заданного графика подач наиболее простым будет вариант с одним рабочим насосом, обеспечивающим все заданные расходы от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$. При этом установка должна состоять из двух насосов – рабочего и резервного, рассчитанного на расход $Q_{\max}$.

Пользуясь сводным графиком полей характеристик (см. рис. 8.25), находим подходящий тип насоса. Здесь следует помнить о том, чтобы при регулировании подачи от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$ режим насоса не выходил из поля его характеристик. Если это не может быть выполнено, то вариант с одним насосом практически неприемлем.

В общем случае при выборе типа насосов и определении числа рабочих агрегатов необходимо учитывать совместную работу насосов и сети и руководствоваться следующими соображениями.

1. Необходимо устанавливать как можно меньше рабочих насосов. Параллельная работа нескольких насосов экономически невыгодна, поэтому выгоднее установить крупные насосы, имеющие более высокие КПД, чем несколько средних и малых. Кроме того, суммарная подача нескольких насосов при параллельной работе на общие водоводы всегда меньше, чем сумма их подач при раздельной работе на данную систему.

2. Насосы должны работать в области наивысших значений КПД при длительной подаче. Кратковременные расходы могут подаваться с более низким КПД.

3. Целесообразно на насосных станциях устанавливать насосы одного типоразмера, что обеспечивает взаимозаменяемость насосов, значительно упрощает их эксплуатацию и создает удобства для обслуживания.

4. Подача рабочих насосов должна быть достаточной для обеспечения максимального расхода. Число резервных насосов принимается в соответствии с классом насосной станции.

Требования к надежности работы насосной станции устанавливаются в зависимости от назначения сети. В соответствии с требуемой степенью надежности бесперебойного водоснабжения насосные станции подразделяют на три класса:

I класс – не допускается перерыв в работе насосов, так как это может привести к значительному ущербу, повреждению технологического оборудования и нарушению сложного технологического процесса;

II класс – допускается кратковременный перерыв в работе насосов на время, необходимое для включения резервных агрегатов, что вызывает уменьшение выпуска продукции и простой технологического оборудования;

III класс – допускается перерыв в подаче воды потребителя на время ликвидации аварии, но не более одних суток.

Число резервных агрегатов зависит от класса надежности станции и числа рабочих агрегатов (табл. 8.2).

Таблица 8.2

Число резервных насосов

Число рабочих насосов	Класс насосной станции		
	I	II	III
1	2	1	1
2...3	2	1	1
4...6	2	2	1
7...9	3	3	2
10 и более	4	4	3

Резервные насосы принимаются с характеристикой, соответствующей наибольшему насосу, установленному на насосной станции.

8.14. Особенности выбора насосов ТЭС

Выбор параметров и числа насосов производится в зависимости от конкретных условий их работы. Так, параллельно два насоса и более устанавливают в местах тепловой схемы блока или станции, где требуется высокая надежность работы или имеется большая вероятность периодического выхода из строя насоса.

Насос подбирается для заданных рабочих условий внешней сети по требуемой подаче, напору и температуре.

Подача и напор должны соответствовать характеристике сопротивления внешней сети, состоящей из системы трубопроводов и арматуры. При этом насос должен обеспечить максимально возможную подачу для данной системы. Учитывая возможные отклонения характеристик насоса при изготовлении, напор его рекомендуется выбирать на 2...4 % выше требуемого напора для преодоления сопротивления сети.

По параметрам Q и H в рабочей точке подбирают марку насоса, причем принимают ближайший больший диаметр D_2 рабочего колеса, указанный на характеристиках насоса.

При выборе марки насоса необходимо принимать во внимание допустимую высоту всасывания насоса h_s , величина которой берется из характеристики при максимальной подаче насоса (в условиях эксплуатации). Увеличение допустимой высоты всасывания насоса данной марки может достигаться путем снижения частоты вращения. При этом снижаются подача и напор насоса. Пересчет величин Q , H , N , h_s , взятых из характеристик, для нового значения частоты вращения производится по формулам подобия (см. табл. 8.1).

8.15. Определение мощности приводного двигателя

Исходными данными для определения требуемой мощности электродвигателя (кВт) являются подача насоса Q , м³/с, и напор H , м вод. ст. Подачу и напор насоса принимают по рабочей точке работы системы насос–сеть.

Мощность на валу насоса указывают в паспорте. Ее величина, взятая с запасом, соответствует подаче и напору для предельных точек рабочей части характеристики данного типа насоса.

Однако не всегда расчетные параметры подачи и напора совпадают с параметрами характеристики $H = f(Q)$. В этих случаях возникает необходимость в определении мощности на валу насоса и требуемой мощности приводного двигателя.

Мощность насоса определяется по формуле

$$N_H = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_H}, \text{ кВт},$$

где η_H – КПД насоса при работе в данном режиме.

Мощность приводного двигателя насоса принимают больше мощности, потребляемой насосом, на случай перегрузок от неучтенных условий работы:

$$N_{\text{дв}} = mN_{\text{н}},$$

где m – коэффициент запаса мощности.

В соответствии с ГОСТ 12878–67 коэффициент запаса мощности m принимают в зависимости от мощности на валу насоса $N_{\text{н}}$, кВт:

$N_{\text{н}}$	<20	20...50	50...300	>300
m	1,25	1,2	1,15	1,1

При выборе электродвигателя к насосам необходимо знать мощность, частоту вращения, напряжение в питающей сети, тип и исполнение двигателя.

Контрольные вопросы

1. Что такое насос?
2. Что понимают под насосной установкой?
3. Когда устанавливают конденсатные насосы II подъема?
4. Для чего применяют циркуляционные насосы?
5. Что понимается под напором насоса?
6. Почему у центробежных насосов угол β_2 всегда меньше 90° ?
7. Как влияет коэффициент быстроходности на форму рабочего колеса и характеристики центробежных насосов?
8. Когда два насоса будут подобными?
9. Какую роль играет теория подобия для проектирования и выбора насосов?
10. Как влияет число оборотов на подачу, напор и мощность насоса?
11. Какие способы регулирования насосов применяются? Какой из них наиболее экономичный?
12. Почему у насосов регулирующие клапаны не устанавливают на всасывающей линии?
13. Из-за чего в центробежных насосах возникают осевые и радиальные силы?
14. Какие применяются способы уменьшения осевых сил на ротор насоса?
15. Какие применяются способы уменьшения радиальных сил на ротор насоса?
16. Когда в насосах возникает кавитация?
17. Какие способы предотвращения кавитации применяются в насосах?
18. Когда возможен помпажный режим работы насосов?
19. Когда насосы устанавливают с резервом?
20. Как выбирают насосы?

9. ТЯГОДУТЬЕВЫЕ МАШИНЫ

В качестве тягодутьевых машин на ТЭС служат вентиляторы и дымососы. Вентиляторы и дымососы относятся к нагнетательным аппаратам лопастного типа. В настоящее время на ТЭС применяются три типа вентиляторов: центробежные с лопатками, загнутыми вперед; центробежные с лопатками, загнутыми назад, и осевые. Осевые вентиляторы и дымососы устанавливаются только на мощных блоках, где требуется очень большая подача.

Особенностью вентиляторов является то, что повышение давления в них не превышает 15 %, поэтому процессы можно рассчитывать по средней плотности газа. При этом к ним применимы все уравнения, рассмотренные в разделе 8 для насосов. Единственным их отличием от насосов является то, что в них не возникает кавитации. Вентиляторы, как и насосы, применяются для одностороннего и двустороннего всасывания.

Характерная конструкция центробежных вентиляторов одностороннего и двустороннего всасывания приведена на рис. 9.1 и 9.2.

В некоторых конструкциях вентиляторов двустороннего всасывания с колесами большого диаметра применяются полые валы, что значительно уменьшает их вес.

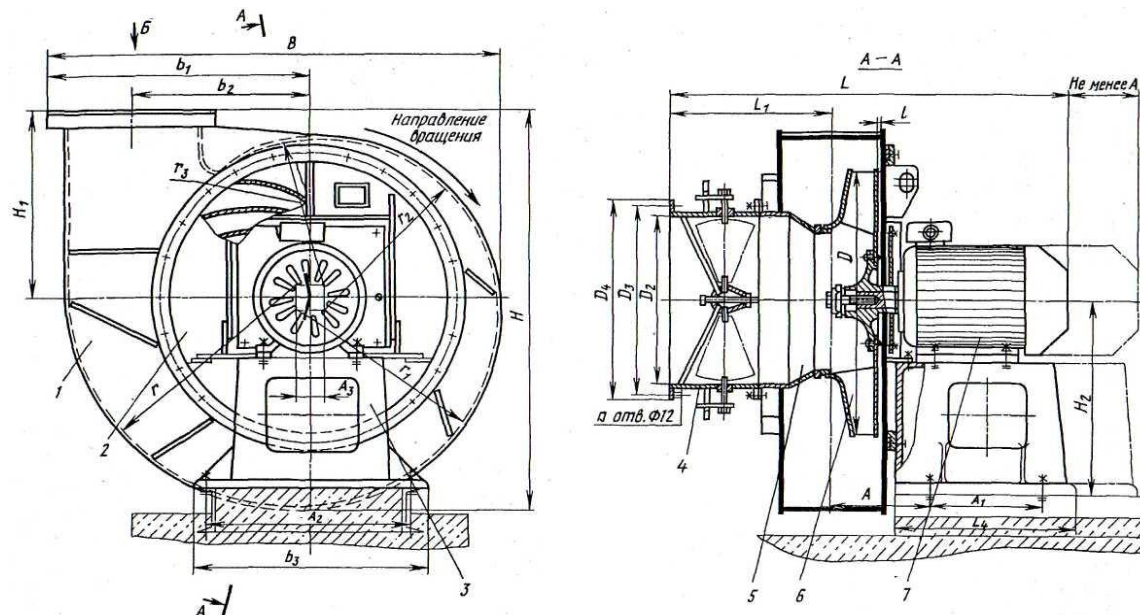


Рис. 9.1. Конструкция центробежного вентилятора одностороннего всасывания:

1 – корпус; 2 – задняя крышка; 3 – станина; 4 – осевой направляющий аппарат; 5 – входной коллектор; 6 – рабочее колесо; 7 – электродвигатель

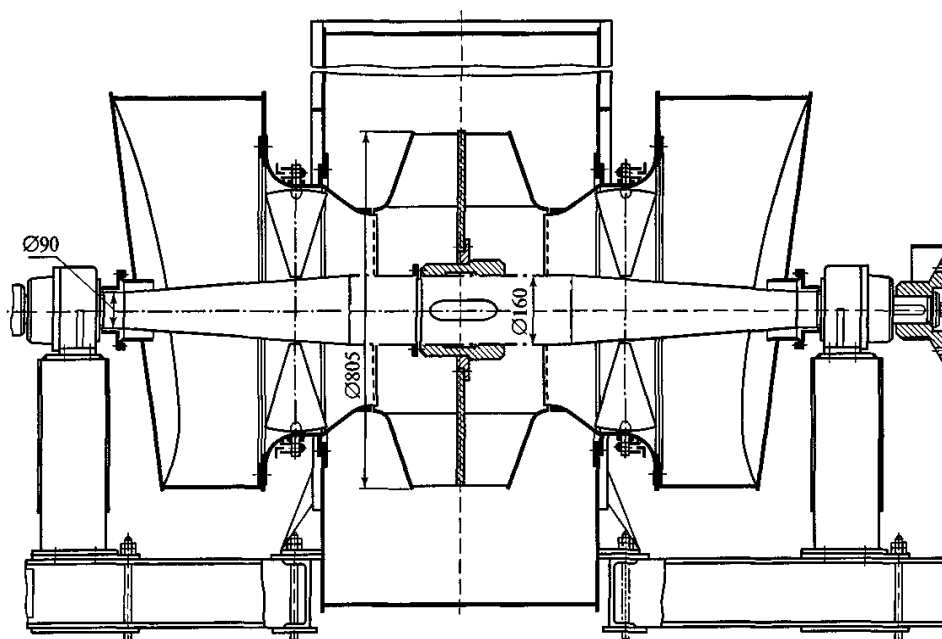


Рис. 9.2. Конструкция центробежного вентилятора
двустороннего всасывания

9.1. Назначение и маркировка

По назначению на ТЭС применяются вентиляторы трех видов: дутьевые – для перемещения воздуха через воздухоподогреватели котла; мельничные – для транспортировки угольной пыли в системе пылеприготовления и вентиляторы горячего дутья – для рециркуляции воздуха и дымовых газов. Маркировка вентиляторов и дымососов показывает назначение (буквы), размер рабочего колеса, дм, конструктивное выполнение и иногда аэродинамическую схему. Начальные буквы в марке означают: ВД – вентилятор дутьевой с лопатками, загнутыми вперед; ВДН – вентилятор дутьевой с лопатками, загнутыми назад; ВГД – вентилятор горячего дутья; ВМ – вентилятор мельничный; ВДОД – вентилятор дутьевой осевой двухступенчатый; Д – дымосос с лопатками, загнутыми вперед; ДН – дымосос с лопатками, загнутыми назад; ГД – дымосос циркуляции дымовых газов; ДО – дымосос осевой; ДОД – дымосос осевой двухступенчатый. Примеры маркировки: ВД-10 – вен-

тилятор дутьевой с лопатками, загнутыми вперед, и диаметром рабочего колеса 10 дм; ВДН-24×2-II – вентилятор дутьевой с лопатками, загнутыми назад, и диаметром рабочего колеса 24 дм, двустороннего всасывания, выполненный по аэродинамической схеме II; ВГДН-17 – вентилятор горячего дутья с лопатками, загнутыми назад, и диаметром рабочего колеса 17 дм; ВМ-50/1000-IIy – мельничный вентилятор с подачей 50 м³/ч, повышением давления 1000 Па, выполненный по аэродинамической схеме II, унифицированный; ДН-26 – дымосос с лопатками, загнутыми назад, и диаметром рабочего колеса 26 дм; ДОД-31,5Ф – дымосос осевой двухступенчатый с диаметром рабочего колеса 31,5 дм, форсированный.

Вентиляторы и дымососы котельного типа производятся Барнаульским и Бийским котельными заводами; Подольским и Артемовским машиностроительными заводами; Хабаровским заводом энергетического машиностроения.

9.2. Параметры и характеристики

Основными параметрами вентиляторов и дымососов при определенном числе оборотов являются: подача (производительность), полное давление, КПД и эффективная мощность.

Под подачей понимается объемный расход газа, проходящий через аппарат в единицу времени Q , м³/с или м³/ч. Массовая подача определяется как $G = \rho \cdot Q$, где ρ – средняя плотность газа. Для анализа конструкции и работы аппаратов используется коэффициент подачи

$$\bar{Q} = \frac{2Q}{\pi D_2^2 U_2^2}, \quad (9.1)$$

где D_2 – выходной диаметр рабочего колеса; U_2 – окружная скорость на выходном диаметре.

Под полным давлением понимается энергия, подведенная в аппарате к потоку газа:

$$P = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \eta_{\Gamma}, \text{ Па}, \quad (9.2)$$

где η_{Γ} – гидравлический КПД, учитывает потери энергии в процессе сжатия в рабочем колесе; ρ – плотность газа; u_1 , u_2 , c_{1u} , c_{2u} – окружная скорость и проекции абсолютной скорости на окружную на входном и выходном диаметре рабочего колеса. В расчетах и при анализе работы аппаратов часто используется коэффициент давления $\bar{P} = \frac{P}{\rho u_2^2}$.

Напор вентиляторов, кроме Па, также принято выражать в миллиметрах водяного столба. Следует иметь в виду, что напор в 1 мм вод. ст. эквивалентен давлению 9,81 Па.

Полезная мощность определяется как

$$N = G \cdot P = \rho \cdot Q \cdot P. \quad (9.3)$$

Для оценки конструктивного типа вентиляторов ЦАГИ предложил полагать в качестве коэффициента быстроходности частоту вращения вентилятора данного типа, обеспечивающего в режиме максимального КПД подачу газа $Q' = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ при условном давлении $p' = 30 \text{ кг/м}^2$.

Используя условия подобия, получим

$$n_s = n \sqrt{Q} / H^{3/4}, \quad (9.4)$$

где H – напор, м, при плотности $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Характеристиками вентиляторов и дымососов являются зависимости полного давления, эффективной мощности и КПД от подачи при определенном числе оборотов.

Аэродинамическая характеристика дымососа ДН-12,5 при частоте вращения 1500 1/мин приведена на рис. 9.3. Регулирование характеристики производится осевым направляющим аппаратом.

При изменении числа оборотов параметры аппарата изменяются в соответствии с формулами подобия (табл. 8.1).

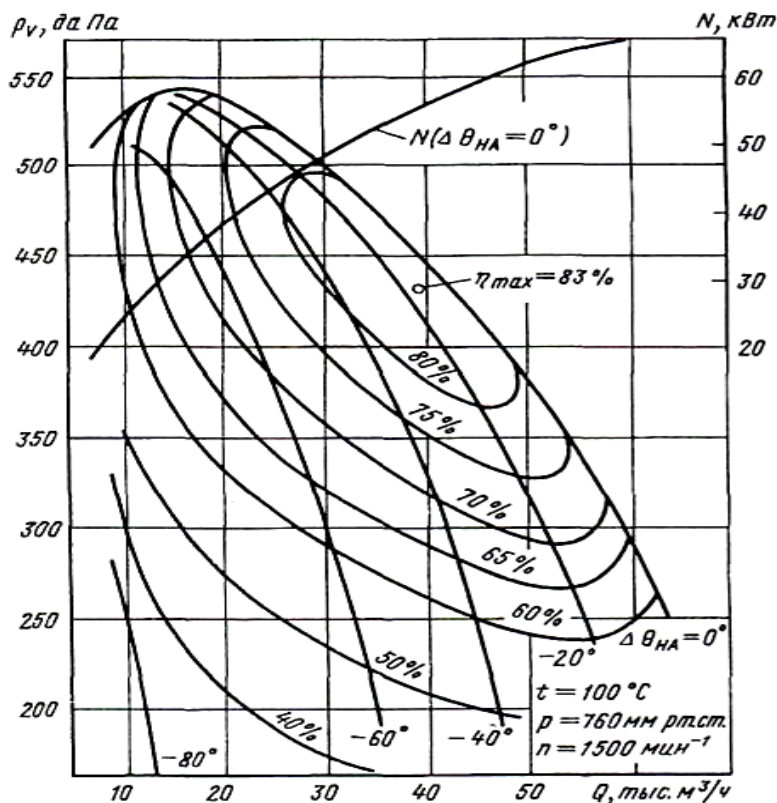


Рис. 9.3. Аэродинамическая характеристика дымососа ДН-12,5 при частоте вращения 1500 мин^{-1}

9.3. Аэродинамические особенности

В зависимости от создаваемого давления центробежные вентиляторы условно делятся: на вентиляторы низкого давления с разностью полных давлений до 1000 Па, вентиляторы среднего давления с разностью полных давлений от 1000 до 3000 Па и вентиляторы высокого давления с разностью полных давлений от 3000 до 12000 Па.

Почти все аэродинамические особенности центробежных вентиляторов обуславливаются углом выхода потока из лопаток β_2 .

По наклону выхода лопаток относительно направления вращения рабочие колеса вентиляторов делятся на три типа: с лопатками, загнутыми вперед (в сторону вращения), радиальными и загнутыми назад (см. рис. 8.4, а, б и в).

Аэродинамической особенностью вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед ($\beta_2 = 140 \dots 183^\circ$), является высокий коэффициент давления ($\overline{\Delta P} = 0,6 \dots 1,4$) и низкий КПД (не превышает 0,67). При высоком

коэффициенте давления можно получить требуемое давление при низкой окружной скорости рабочего колеса. Лопатки, загнутые вперед, применяются у вентиляторов низкого, среднего и высокого давлений.

Рабочие колеса вентиляторов низкого давления с лопатками, загнутыми вперед, имеют ширину, составляющую 50...60 % от его наружного диаметра, и эксплуатируются при окружной скорости 30...40 м/с. Большей ширине рабочего колеса соответствует более высокий коэффициент производительности ($\bar{Q} = 0,45...0,50$), что позволяет уменьшить размеры вентилятора. Такие колеса имеют до 64 лопаток, загнутых вперед и узких в радиальном направлении. Для увеличения прочности и жесткости рабочего колеса вентиляторов среднего давления ширина его берется равной 40...50 % от наружного диаметра. Колеса вентиляторов среднего давления имеют до 36 лопаток, более широких в радиальном направлении, чем у вентиляторов низкого давления.

В вентиляторах высокого давления рабочие колеса эксплуатируются с окружной скоростью до 70...80 м/с, их ширина берется равной 16...30 % от наружного диаметра. Они имеют 16 широких (в радиальном направлении) лопаток, загнутых вперед.

Вентиляторы с радиальными лопатками имеют коэффициент давления в пределах 0,4...0,65 и достаточно высокий коэффициент полезного действия (0,70...0,76) при числе лопаток не более 24...26. Углы выходных радиальных лопаток очень близки к прямому ($\beta_2 = 80...110^\circ$). Колеса с радиальными лопатками имеют конический передний диск и вследствие его переменную ширину, не превышающую на выходе 10...15 % от наружного диаметра. Радиальные лопатки применяются для вентиляторов высокого давления, при окружной скорости не более 80 м/с.

Вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, имеют низкий коэффициент давления ($\bar{H} = 0,30...0,45$), но обладают высокой экономичностью; полный коэффициент полезного действия их доходит до 0,8...0,9 и выше при числе лопаток не более 8...12. Углы выхода лопаток, загнутых назад, выполняют равными ($\beta_2 = 15...55^\circ$). Колеса с лопатками, загнутыми назад, также имеют конический передний диск и переменную ширину, не превышающую на выходе 25...30 % от наружного диаметра. Лопатки, загнутые назад, применяются двух типов: листовые и профилированные. Вентиляторы с листовыми лопатками, загнутыми назад, по условиям прочности и жесткости рабочего колеса, эксплуатируются в качестве вентиляторов низкого давления при окружных скоростях не более 35...45 м/с. Применение профилированных лопаток, загнутых назад, позволяет увеличить жесткость и прочность рабочего колеса, а

также повысить коэффициент полезного действия и улучшить другие параметры вентилятора. Рабочие колеса с профилированными лопатками, загнутыми назад, могут эксплуатироваться при окружной скорости 75...80 м/с, а при усилении лопаток внутренними конструктивными элементами – 90...100 м/с. Некоторые конструкции рабочих колес с такими лопатками могут развивать окружную скорость до 110...130 м/с.

Форма корпуса, как и форма лопаток рабочего колеса, влияет на конструкцию вентилятора и его аэродинамические параметры. В настоящее время наибольшее распространение получил корпус, построенный по конструкторскому квадрату при постоянной ширине (см. рис. 9.1).

Между входным коллектором 5 и рабочим колесом 6 имеется зазор, через который происходит обратное перетекание воздуха из корпуса в колесо. В результате этого ухудшаются аэродинамические параметры вентилятора.

Для уменьшения объема перетекающего воздуха в вентиляторах применяются четыре типа уплотнений: осевое, радиальное, отклоняющее и лабиринтовое (рис. 9.4).

Осевое уплотнение самое простое по конструкции и надежное в эксплуатации, но дающее максимальные протечки, поэтому в высокоэкономичных вентиляторах не применяется.

Радиальное уплотнение конструктивно более сложно. У вентиляторов с таким уплотнением коллектор входит в рабочее колесо. Поэтому требуются более точное изготовление коллектора, тщательная сборка, монтаж и эксплуатация вентилятора, а также допускается минимальное биение переднего диска по диаметру входного отверстия рабочего колеса.

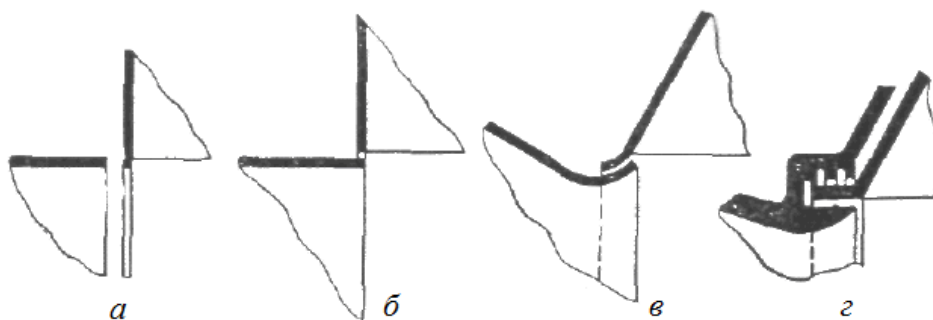


Рис. 9.4. Типы уплотнений кольцевого зазора между коллектором и рабочим колесом:

a – осевое; *б* – радиальное; *в* – отклоняющее; *г* – лабиринтовое

Отклоняющее уплотнение имеет сферическое кольцо, отклоняющее щелевой поток в направлении основного потока, что позволяет, увеличить размеры радиального зазора и тем самым упростить кон-

струкцию вентилятора. Отклоняющее уплотнение применяется во многих вентиляторах с лопатками, загнутыми назад.

Лабиринтовое уплотнение наиболее эффективно, но усложняет конструкцию вентилятора, а при недостаточно качественном изготовлении может быть причиной аварии вентилятора и поэтому применяется очень редко.

9.4. Конструктивные особенности исполнения

Дутьевые вентиляторы и дымососы тепловых электростанций относятся к стационарным. Конструктивная особенность стационарных вентиляторов – корпус, ходовая часть (входная коробка), стойка и электродвигатель устанавливаются на фундаменте. Корпус стационарного вентилятора устанавливается только в одном определенном положении. Производительность вентиляторов регулируется осевыми или упрощенными направляющими аппаратами. Для мощных вентиляторов применяются двухскоростные электродвигатели, что используется для регулирования подачи. Осмотр и ремонт стационарных вентиляторов производятся без отсоединения их от воздухопровода.

Корпусы стационарных вентиляторов изготавливаются с разъемом по горизонтальной плоскости, проходящей через ось вращения рабочего колеса, или имеют выем по четвертой части корпуса. Детали корпусов вентиляторов изготавливают из толстолистовой стали и соединяют сваркой. Жесткость стенок корпуса обеспечивается ребрами, изготовленными из полос или угольников. Лапы или опорная рама, приваренные к корпусу, предназначены для присоединения корпуса к фундаменту или общей раме вентилятора.

Прочность и жесткость рабочего колеса зависят от конструкции и материала, из которого оно выполнено. С увеличением ширины колеса прочность и жесткость снижаются. От прочности и жесткости колеса зависит допустимая величина окружной скорости.

Рабочие колеса центробежных вентиляторов по конструктивному исполнению делятся (рис. 9.5): на барабанные, кольцевые, конические, трехдисковые, однодисковые и бездисковые.

Барабанные рабочие колеса выполняют с лопатками, загнутыми вперед. Ширина колес равна половине диаметра. Окружная скорость этих колес на диаметре D_2 допускается 30...40 м/с.

Ширина кольцевых рабочих колес равна $(0,2...0,4)D_2$; их окружная скорость допускается 50...60 м/с.

Рабочие колеса с коническим передним диском имеют большую прочность и жесткость. Окружная скорость на диаметре D_2 допускается

до 85 м/с. Конические двух- и трехдисковые колеса (рис. 9.5, в, г) применяются в дутьевых вентиляторах и дымососах ТЭС.

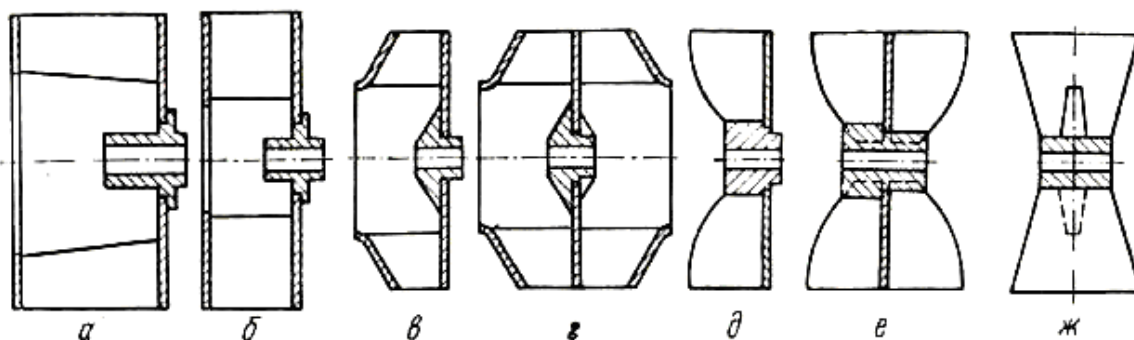


Рис. 9.5. Конструктивное исполнение рабочих колес:

а – барабанное; б – кольцевое; в – коническое; г – трехдисковое;
д – однодисковое; е – однодисковое двустороннего всасывания; ж – бездисковое

Открытые однодисковые и бездисковые колеса (рис. 9.5, д – ж) применяются в пылевых вентиляторах, служащих для подачи смесей газов с твердыми частицами, например в системах пылеприготовления ТЭС.

Жесткость и прочность конструкции рабочего колеса зависят от способа соединения лопаток с дисками. Применяются следующие соединения: цельноштампованное (рис. 9.6, а), клепаное, на шипах (рис. 9.6, б), сварное и склеенное.

В цельноштампованной конструкции рабочего колеса лопатки и передний диск штампуются из одного листа. Такие колеса имеют низкую прочность; применялись они в старых типах вентиляторов низкого давления. Часто применяются клепаные колеса, которые хотя и трудоемки при изготовлении, но отличаются большей прочностью.

Соединение лопаток с дисками на шипах менее трудоемко при изготовлении и позволяет механизировать сборку рабочих колес.

Наиболее жесткая и прочная конструкция рабочего колеса получается при сварном соединении лопаток с дисками. Такое соединение применяется для колес большого диаметра, особенно для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, так как небольшое количество лопаток у этих колес облегчает технологию сварки.

В некоторых вентиляторах для большей жесткости рабочего колеса применяются тяги в виде стержней (рис. 9.7, а), а также удлиненные лопатки (рис. 9.7, б). Тяги одним концом присоединяются к переднему диску, а другим – к ступице рабочего колеса. Удлиненные лопатки присоединяются к дискам и ступице рабочего колеса

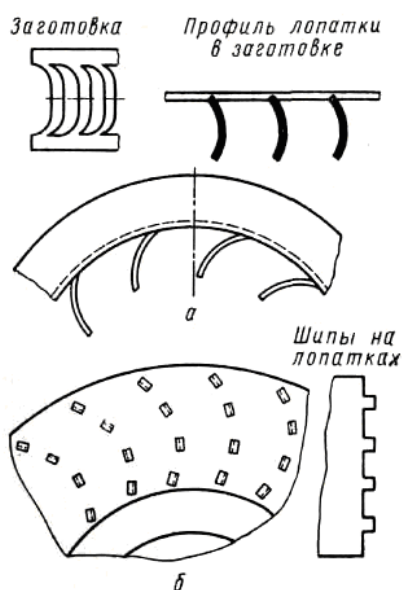


Рис. 9.6. Способы соединения лопаток с диском колеса:
а – цельноштампованное;
б – на шипах

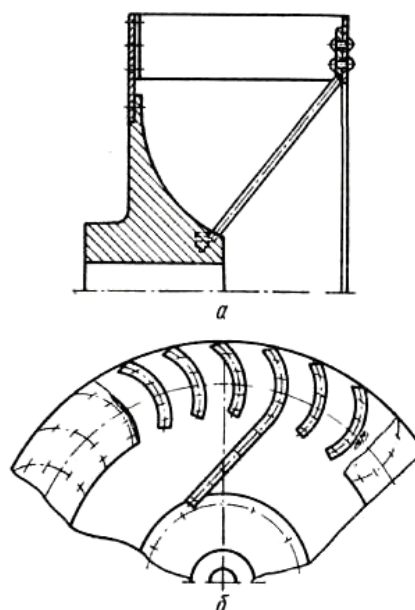


Рис. 9.7. Рабочие колеса повышенной жесткости:
а – со стержневыми тягами;
б – с удлиненными лопатками

Конструктивные качества рабочих колес определяются формой лопаток. В зависимости от аэродинамической схемы вентиляторов применяются листовые (рис. 9.8, *а*), оболочные (рис. 9.8, *б*) и оболочно-каркасные лопатки (рис. 9.8, *в*). Преимуществом листовых лопаток является простота их конструкции и малая трудоемкость в изготовлении, а недостатком – невозможность повысить жесткость и прочность колес без нарушения их аэродинамической схемы.

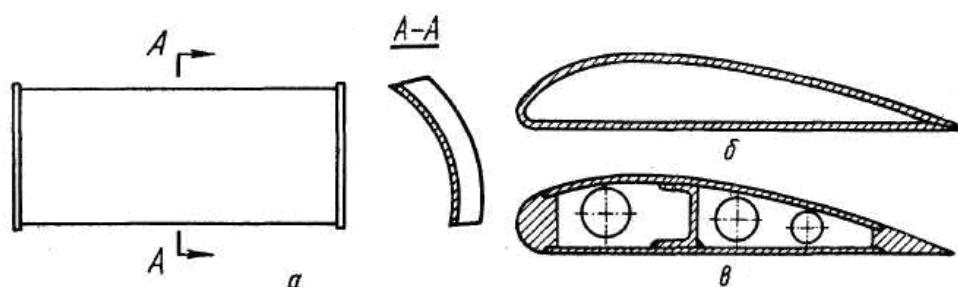


Рис. 9.8. Конструкции лопаток рабочих колес:
а – листовые; *б* – оболочные; *в* – оболочно-каркасные

Профилированные лопатки рабочих колес позволяют использовать оболочную конструкцию, которая увеличивает жесткость рабочего колеса без увеличения его веса. Сварные колеса с оболочными лопатками работают при окружной скорости 80...85 м/с. Но такая скорость недо-

статочна для экономичных вентиляторов высокого давления. Поэтому в этих вентиляторах применяются оболочно-каркасные лопатки, которые позволяют развивать окружную скорость до 100...130 м/с.

Для регулирования производительности вентиляторов и дымососов применяются упрощенные (радиальные) и осевые лопаточные направляющие аппараты. Наибольшее распространение получили осевые направляющие аппараты. Лопатки осевого направляющего аппарата закрепляются консольно или на двух опорах.

Поворот лопаток в осевых направляющих аппаратах производится одновременно; при этом механизм одновременного поворота лопаток может быть расположен внутри или снаружи аппарата. Привод направляющего аппарата может быть ручным через винтовую передачу или механическим от специального электрического привода.

Ходовая часть дымососов отличается от ходовой части вентиляторов наличием охлаждающего элемента в виде термомуфты или змеевиков охлаждения масла в узле подшипников. Поэтому корпуса подшипников ходовой части дымососов изготавливаются в виде литых или сварных коробок, внутри которых находится масло, охлаждаемое проточной водой, циркулирующей по змеевику.

Конструкция ходовой части вентиляторов зависит от диаметра рабочего колеса. Ходовые части отличаются друг от друга конструкцией их корпусов и типами подшипников.

Двухрядные сферические шарико- или роликоподшипники полустационарных и стационарных вентиляторов (кроме дымососов и дутьевых вентиляторов одностороннего всасывания) устанавливаются в двух самостоятельных корпусах; корпуса имеют разъем по горизонтальной плоскости. От утечки масла подшипники уплотнены маслоотбойным и войлочным кольцами и масляными канавками, выполненными на распорных втулках. Температура подшипников контролируется температурным реле, а уровень масла – маслоуровнемером. Корпус подшипников стационарных вентиляторов устанавливается непосредственно на фундаменте вентилятора.

9.5. Эксплуатационные свойства

Взаимосвязь аэродинамической характеристики вентилятора с характеристикой сети и приводом определяют ее эксплуатационные свойства, которые так же, как и аэродинамические параметры, зависят в основном от формы лопаток рабочего колеса вентилятора.

Вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, имеют неустойчивую характеристику давления и поэтому непригодны для параллельной ра-

боты. Быстрое повышение потребляемой мощности с увеличением производительности вентилятора создает опасность перегрузки электродвигателя. Кроме того, вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, при работе с повышенными окружными скоростями создают значительный шум.

Вентиляторы с радиальными лопатками имеют более устойчивую характеристику давления, поэтому вполне пригодны для параллельной работы. Кривая потребляемой мощности у них также имеет довольно крутой подъем, поэтому небольшое увеличение производительности приводит к перегрузке электродвигателя. При работе на режимах выше оптимального эти вентиляторы также создают значительный шум.

Вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, имеют быстро снижающуюся кривую давления, поэтому при незначительном едином изменении сопротивления сети расход почти не изменяется. Потребляемая мощность с увеличением производительности вентилятора возрастает незначительно, поэтому опасность перегрузки электродвигателя отсутствует.

Существенным эксплуатационным свойством вентиляторов является величина динамического давления на выходе из спирального корпуса. Наибольшее динамическое давление на выходе имеют вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, а наименьшее – с лопатками, загнутыми назад.

Для превращения динамического давления в статическое на выходе из спирального корпуса устанавливается диффузор.

Дымососы рассчитаны на продолжительный режим работы в помещениях и на открытом воздухе в условиях умеренного климата (климатическое исполнение У). Запуск дымососов разрешается при температуре в корпусе не ниже $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Максимальная температура газов перед дымососом не должна превышать $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура уходящих газов, являющихся рабочей средой для дымососов, выбирается из соображений экономичности и защиты от коррозии воздухоподогревателя и составляет обычно $150\ldots 140\text{ }^{\circ}\text{C}$, но может быть и ниже. Поэтому дополнительного охлаждения подшипников дымососов не требуется. Условия работы дымососов зависят от чистоты конвективных поверхностей нагрева котла, так как при их загрязнении количество уходящих газов возрастает и повышаются затраты энергии на привод дымососа котла. Существенно влияет на работу дымососов запыленность потока. Частицы золы вызывают износ рабочего колеса и кожуха дымососа, интенсивность которого зависит от скорости потока, концентрации золовых частиц и частоты вращения вала, которая у дымососов обычно невелика. По экологическим требованиям (охрана

воздушной среды) и условиям износа узлов дымососов необходима установка перед дымососами золоулавливающих устройств со степенью очистки дымовых газов не менее 98...99 %. Наиболее эффективна двух-ступенчатая очистка газа, при которой в золоуловителях инерционного типа (батареи циклоны, жалюзийные золоуловители) выделяются более крупные фракции уноса, а мелкие частицы золы улавливаются в электрофильтрах или скрубберах.

Для различных эрозионных свойств транспортируемого дымового газа дымососы выпускаются в трех исполнениях: дымососы с противоизносной защитой внутренних поверхностей улиток и всасывающих карманов, а также рабочих поверхностей лопаток рабочих колес – базовое исполнение; дымососы с противоизносной защитой только внутренних поверхностей улиток и всасывающих карманов; дымососы без противоизносной защиты (для газомазутных котельных агрегатов).

Дымососы изготавливаются левого и правого вращения. Правым считается вращение по часовой стрелке, если смотреть со стороны электродвигателя. Узлы дымососов правого и левого вращения, в том числе рабочего колеса, выполняются взаимозаменяемыми.

Основными узлами дымососов являются рабочее колесо, ходовая часть, улитка, два всасывающих кармана (левый и правый) и два осевых направляющих аппарата (левый и правый).

Рабочее колесо состоит из крыльчатки и ступицы. Лопатки крыльчатки изготавливаются штамповкой и при необходимости защищаются от абразивного износа наплавкой твердого сплава на рабочие поверхности. Ступица, выполненная из стального литья, прикрепляется к основному диску крыльчатки болтовым соединением, что обеспечивает возможность демонтажа крыльчатки с вала вместе со ступицей или без нее. На валу ходовой части ступица крепится двумя разрезными коническими втулками, закрепляемыми шпильками, расположенными на обоих торцах ступицы.

Ходовая часть состоит из вала, двух разъемных чугунных корпусов подшипников, двух радиальных сферических роликоподшипников и упругой втулочно-пальцевой муфты, соединяющей вал машины непосредственно с валом электродвигателя. Подшипник со стороны электродвигателя является опорно-упорным, с другой стороны – опорным. Корпуса подшипников монтируются на подставках, которые крепятся к фундаменту фундаментными болтами.

В корпусах подшипников имеется полость, заполняемая маслом. Уплотнение вала ходовой части – комбинированное центробежно-сальниковое. Для смазки подшипников ходовой части применяется масло

«Турбинное 22» («Турбинное Л», ГОСТ 32–53) или «Индустриальное 20» («Веретенное 3», ГОСТ 1707–51).

Для охлаждения масла в корпусах подшипников смонтированы змеевики. Расход охлаждающей воды составляют до $0,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ на дымосос. Температура охлаждающей воды на входе в змеевики не должна превышать $+25^\circ\text{C}$. На период зимней эксплуатации, при понижении температуры окружающей среды ниже 0°C , система водяного охлаждения отключается и вода из змеевиков удаляется. Уровень масла в масляной ванне контролируется указателем уровня, температура корпусов подшипников – техническим термометром. Отверстие под оправу термометра допускает установку термометра сопротивления.

Улитка и всасывающие карманы выполняются сварными из листовой и профильной стали. Для создания необходимой жесткости стенки улитки и всасывающих карманов усиливаются ребрами. В улитках и всасывающих карманах имеются лазы и один смотровой люк, обеспечивающие возможность технического осмотра проточной части дымососов при кратковременных остановках.

При установке дымососов на пылеугольные котельные агрегаты внутренние поверхности улитки и всасывающих карманов защищаются броневыми плитами из малоуглеродистой стали, заменяемыми по мере износа.

Режим работы дымососов устанавливается осевыми направляющими аппаратами, которые состоят из сварного цилиндрического корпуса с направляющей полосой, по которой перемещается на роликах поворотное кольцо, и профильных лопаток, соединенных с поворотным кольцом рычажной системой. Лопатки направляющих аппаратов могут поворачиваться от 0 (всасывающее отверстие полностью открыто) до 90° . При промежуточных углах от 0 до 90° поток газов отклоняется по направлению вращения рабочего колеса, что приводит к плавному уменьшению производительности и давления, развиваемого дымососом.

Режим работы мельничных вентиляторов зависит от применяемой схемы пылеприготовления, использование которой связано в основном с видом сжигаемого топлива. В наиболее распространенных схемах с пылевым бункером мельничные вентиляторы создают значительные напоры (до 1000 Па при $n = 1500 \text{ об/мин}$). Диапазон температур рабочей среды составляет от 70 до 450°C , при этом в ряде случаев требуется дополнительное охлаждение конструкции вентилятора водой или воздухом.

Угольная пыль обладает меньшими абразивными свойствами, чем золовой унос, поэтому износ элементов ВМ в схемах с пылевым бункером менее интенсивный, чем у дымососов, несмотря на более высокую концентрацию частиц угольной пыли в воздухе и высокую частоту вра-

щения рабочего колеса. Однако в ряде случаев на ВМ применяется специальная защита от износа рабочего колеса.

9.6. Регулирование тягодутьевых машин

Для регулирования подачи тягодутьевых машин могут быть применены те же способы, что и для насосов, рассмотренные в разделе 8.8.

К числу простейших, но малозкономичных устройств регулирования относятся дроссельные шиберы, которые можно устанавливать в любой точке газоздушного тракта.

Наибольшее распространение для регулирования тягодутьевых машин получили направляющие аппараты. При регулировании с помощью направляющих аппаратов, устанавливаемых во всасывающем коллекторе вентилятора, происходит предварительное закручивание потока в сторону вращения рабочего колеса на частичных нагрузках и искусственно дополнительно увеличивается $u_1 c_{1u}$ в уравнении Эйлера (9.2). Это позволяет получить более высокие значения η , чем при дроссельном регулировании. Эффективность регулирования направляющими аппаратами зависит также от их конструкции (рис. 9.9).

Наибольшее распространение, особенно для центробежных машин одностороннего всасывания, получили осевые направляющие аппараты (ОНА), состоящие из ряда секторов, поворачиваемых на различные углы с помощью общего кольца (рис. 9.9, а). К осевым относятся также аппараты, состоящие только из двух створок (рис. 9.9, б). Незначительно уступая по эффективности аппарату ОНА, эти аппараты отличаются простотой устройства и надежностью работы. Вследствие этого аппараты получили применение для дутьевых вентиляторов котлов небольшой мощности, для регулирования мельничных вентиляторов систем пылеприготовления и систем вентиляции крупных зданий.

Тангенциальные направляющие аппараты имеют различные конструктивные решения и получили применение на центробежных дымососах двустороннего всасывания. На рис. 9.9, в показан упрощенный тангенциальный направляющий аппарат шиберного типа (УНА), устанавливаемый в карманах дымососов. Отличаясь простотой конструкции, этот аппарат имеет худшие регулировочные характеристики, чем ОНА.

Хорошие результаты получены для тангенциальных направляющих аппаратов с цилиндрической поворотной обечайкой (ЦНА), схема которых показана на рис. 9.9, г. Регулирование с помощью направляющих аппаратов для вентиляторов с загнутыми назад лопатками менее эффективно, чем для вентиляторов с загнутыми вперед лопатками.

Когда регулирование с помощью направляющих аппаратов не дает необходимого эффекта, применяется регулирование изменением частоты вращения. Это регулирование теоретически является наилучшим для тягодутьевых машин любых типов. При квадратичной характеристике тягодутьевых трактов потребляемая мощность при таком методе регулирования изменяется прямо пропорционально кубу расхода. Однако в действительных условиях изменение частоты вращения связано с потерями в приводном устройстве или передаче, что снижает его эффективность.

Регулирования частоты вращения можно достигнуть двумя способами: установкой между двигателем и вентилятором особой муфты, позволяющей за счет скольжения в последней менять частоту вращения вентилятора; установкой двигателя, позволяющего менять частоту вращения.

К первому способу относится установка гидромуфты или электромагнитной муфты, ко второму – установка электродвигателей постоянного тока, электродвигателей переменного тока с фазовым ротором и регулировочным реостатом, паротурбинного привода и др.

Гидромуфта оказывается значительно экономичнее, чем шибберное регулирование и регулирование упрощенным аппаратом. В центробежных вентиляторах с лопатками, загнутыми назад, гидромуфта оказывается эффективнее ОНА при нагрузке менее 85 %, а в вентиляторах с лопатками, загнутыми вперед, при нагрузках менее 75 %.

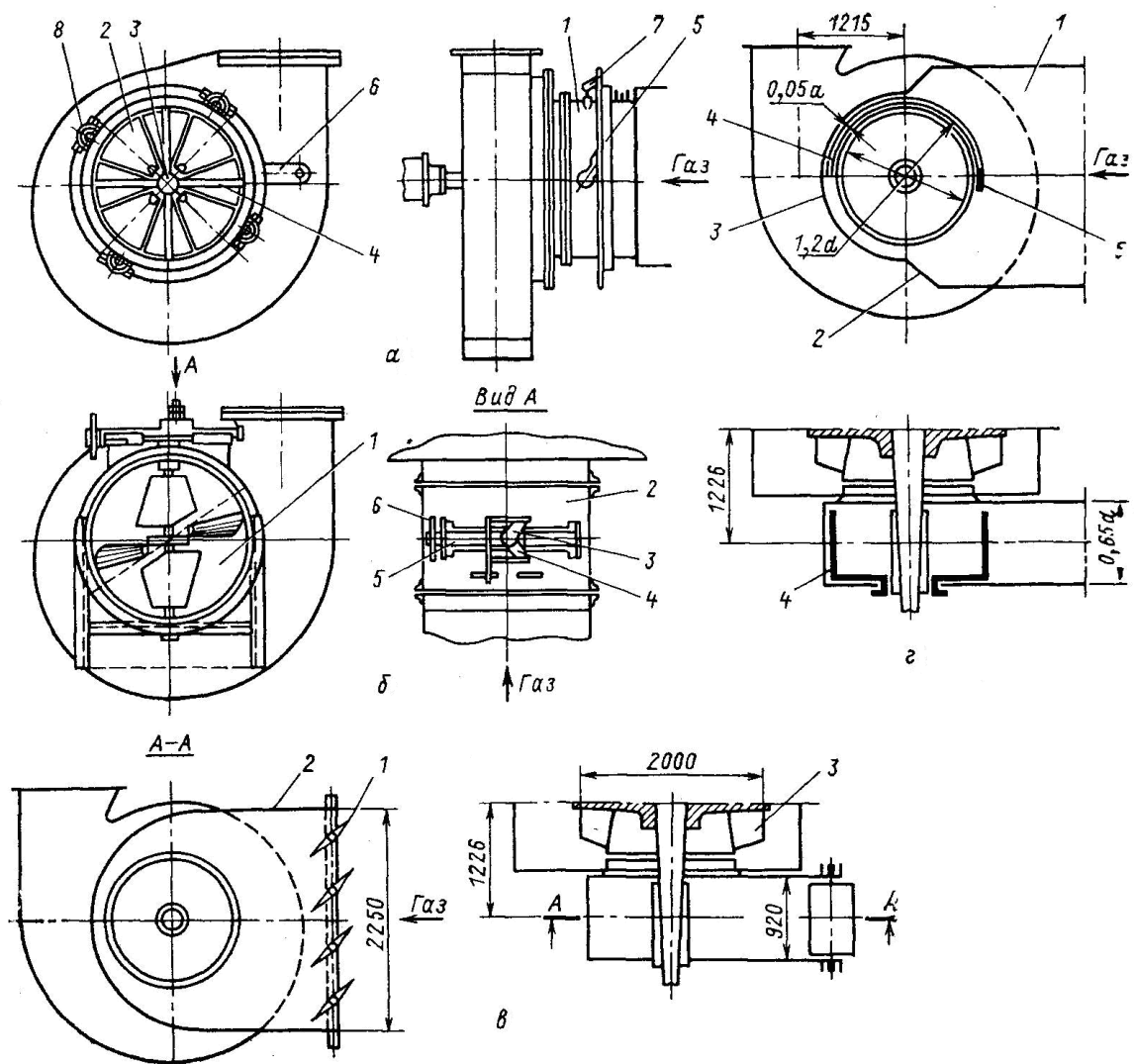


Рис. 9.9. Направляющие аппараты для регулирования тягодутьевых машин:
 а – осевой аппарат: 1 – обечайка; 2 – створка; 3 – обтекатель; 4 – расчалка; 5 – поворотное кольцо; 6 – рукоятка привода; 7 – рычаги; 8 – ролики; б – двустворчатый осевой аппарат: 1 – створки; 2 – обечайка; 3 – рычаг нижней створки; 4 – рычаг верхней створки; 5 – винт; 6 – маховик; в – упрощенный направляющий аппарат: 1 – створки; 2 – карман; 3 – колесо; г – цилиндрический аппарат: 1 – карман; 2 – сужающаяся часть; 3 – торцевая часть кармана; 4 – поворотная цилиндрическая обечайка; 5 – обтекатель

В качестве второго способа наибольшее практическое применение на ТЭС получили двигатели со ступенчатым изменением частоты вращения. Электродвигатель с двумя ступенями частоты вращения позволяет при определенных условиях получить значительный экономический эффект, хотя сам ступенчатый принцип регулирования имеет некоторые неудобства. Двухскоростные электродвигатели имеют в номинальном режиме КПД примерно на 3 % меньший, чем односкоростные.

Обычно вентиляторы с двухскоростными электродвигателями также имеют направляющий аппарат, который используется для регулирования в пределах одной скорости электродвигателя.

Экономичное регулирование скорости вращения достигается при использовании в качестве приводного двигателя паровой турбины. Турбопривод получил применение для центробежных воздуходувок энергоблоков мощностью 800 и 1200 МВт с котлами под наддувом.

9.7. Выбор тягодутьевых машин

Выбор параметров и числа вентиляторов и дымососов производится в зависимости от конкретных условий их работы.

Нагнетатель подбирается для заданных рабочих условий внешней сети по требуемой подаче, напору и температуре. При этом он должен обеспечить максимально возможную подачу для данной сети.

Учитывая возможные отклонения характеристик нагнетателей при изготовлении и резервы в характеристиках машин для целей регулирования нагрузки котла, их подачу рекомендуется выбирать на 10 % выше расчетной, а напор для вентиляторов на 15 % и для дымососов на 20 % выше расчетного.

Вентиляторы и дымососы выбирают по справочной литературе, например [34, 39].

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены дутьевые вентиляторы?
2. Для чего предназначены мельничные вентиляторы?
3. Для чего предназначены вентиляторы горячего дутья?
4. Для чего предназначены дымососы?
5. Что понимается под полным давлением вентилятора?
6. Как влияет угол β_2 на напор центробежного рабочего колеса?
7. Какие потери учитывает механический КПД вентилятора?
8. Как влияет диаметр рабочего колеса на подачу вентилятора?
9. Как влияет число оборотов на подачу вентилятора?
10. Какие вентиляторы имеют неустойчивую характеристику?

10. ЗОЛОУЛОВИТЕЛИ

Для уменьшения выброса твердых частиц в атмосферу на ТЭС применяется очистка дымовых газов в золоулавливающих установках.

При сжигании твердых топлив из минеральной части образуются шлак и летучая зола, которая выносится из топки уходящими газами.

Для золоулавливания имеют значение следующие параметры летучей золы: размер частиц; плотность; физико-химический состав; удельное электрическое сопротивление.

Золоулавливание основано на выделении из потока дымовых газов твердых частиц под действием: гравитационных или инерционных сил; молекулярных сил сцепления частиц с пленкой или каплями воды; электростатических сил электрического поля; фильтрации через ткань или зернистый слой.

При выборе способа золоулавливания (сухой или мокрый) необходимо учитывать физико-химические свойства золы. При большой жесткости смывной воды (более 20 мг·экв/л), а также для топлив, в золе которых содержится более 15...20 % монооксида кальция СаО или более 1 % свободной извести, применение мокрых золоуловителей недопустимо.

10.1. Теоретические основы золоулавливания

Основным показателем эффективности работы золоуловителей является степень улавливания (очистки)

$$\eta = \frac{G_{\text{ВХ}} - G_{\text{ВЫХ}}}{G_{\text{ВХ}}} = \frac{c_{\text{ВХ}} - c_{\text{ВЫХ}}}{c_{\text{ВХ}}}, \quad (10.1)$$

где $G_{\text{ВХ}}$, $G_{\text{ВЫХ}}$ – масса частиц на входе в золоуловитель и выходе из него в единицу времени; $c_{\text{ВХ}}$, $c_{\text{ВЫХ}}$ – концентрация твердых частиц на входе в золоуловитель и выходе из него.

В расчетах золоуловителей также используется степень проскока частиц p , которая представляет отношение расхода частиц на выходе к расходу частиц на входе:

$$p = \frac{G_{\text{ВЫХ}}}{G_{\text{ВХ}}} = 1 - \eta. \quad (10.2)$$

Показатели эффективности работы золоуловителей различного типа зависят от следующих факторов: скорости газов (ω), скорости дрейфа (осаждения) частиц (v), поверхности осаждения (F), площади проходного

сечения (f) и т. д. В теории золоулавливания эти факторы оцениваются параметром золоулавливания Π , который определяется по зависимости

$$\Pi = K\Phi, \quad (10.3)$$

где $K = v/\omega$ – кинематический параметр; $\Phi = F/f$ – параметр формы.

На основе ряда допущений (отсутствует вторичный унос уловленной золы, все частицы имеют одинаковую скорость дрейфа, распределение скоростей по сечению золоуловителя равномерное) выведено универсальное для всех типов золоуловителей соотношение

$$\eta = \exp(-\Pi). \quad (10.4)$$

Зависимость (2.4) справедлива для частиц золы меньше 30 мкм, которые участвуют в турбулентных пульсациях потока газа. Чем больше параметр Π , тем выше эффективность золоулавливания η и меньше проскок p .

Для более крупных частиц справедлива зависимость $p = 1 - \Pi$, поэтому при $\Pi = 1$ проскок равен нулю.

При расчетах p и η необходимо учитывать, что в реальных условиях частицы золы имеют разные размеры.

Частицы различных размеров имеют разную скорость дрейфа, поэтому точные расчеты степени улавливания необходимо проводить для каждой фракции отдельно. Для усредненного диаметра каждой фракции подсчитывается скорость дрейфа v_i и по ней фракционный проскок p_i . Общий проскок золы определяется по формуле

$$p = \sum_{i=1}^{i=n} p_i \frac{\Phi_i}{100}, \quad (10.5)$$

где n – число фракций; Φ_i – фракционный состав золы, %.

В зависимости от необходимой степени улавливания и свойств золы на ТЭС применяются следующие типы золоуловителей: сухие инерционные, мокрые золоуловители, электрофильтры, тканевые рукавные фильтры, роторные фильтры и комбинированные золоулавливающие установки.

10.2. Сухие инерционные золоуловители

В качестве инерционных золоуловителей на ТЭС применяются циклоны, в которых осаждение золы происходит за счет центробежных сил при вращательном движении запыленного потока. Принцип действия циклонов иллюстрирует рис. 10.1.

Дымовой газ тангенциально входит через входной патрубок 1 в цилиндрический корпус 2, переходящий внизу в конус. Частицы пыли под действием центробежных сил отбрасывают к наружной стенке циклона, теряют скорость и под действием сил тяжести по стенке ссыпаются через конический отвод 4 в бункер золы. Освобожденный от большей части летучей золы поток газов удаляется из золоуловителя через центральную трубу 3.

На рис. 10.2 кривая 1 показывает зависимость степени очистки газов от скорости потока, кривая 2 – зависимость потери давления потока в циклоне от его скорости. Оптимальную скорость газов ω рекомендуется принимать 4...6 м/с.

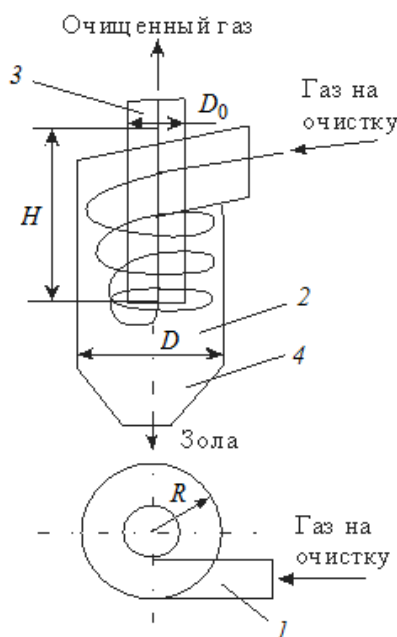


Рис. 10.1. Схема работы циклона

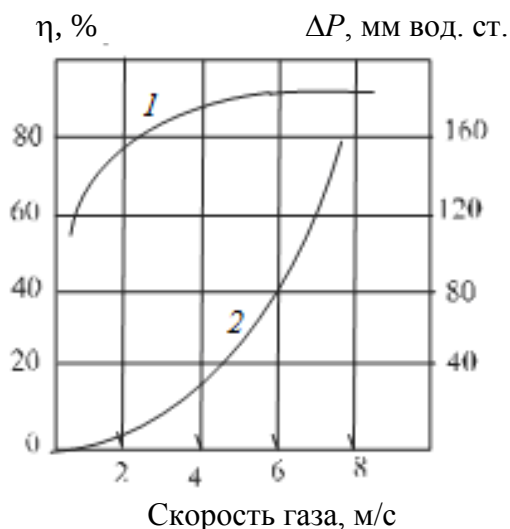


Рис. 10.2. Степень очистки η (кривая 1) и потеря давления ΔP (кривая 2) в зависимости от скорости газа в циклоне

С уменьшением диаметра циклона скорость газа возрастает и степень очистки от летучей золы повышается, поэтому в энергетике нашли применение небольшие по диаметру циклоны, объединяемые в параллельные группы для обеспечения требуемого расхода газов. Они получили название батарейных (БЦ), или мультициклонов (рис. 10.3).

Имеется два варианта расположения циклонных элементов в батарее – вертикальное и наклонное. В настоящее время наибольшее применение нашли батарейные циклоны с тангенциальным улиточным подводом газа (типа БЦР-У, БЦУ-М), имеющие внутренний диаметр элементов 230 мм.

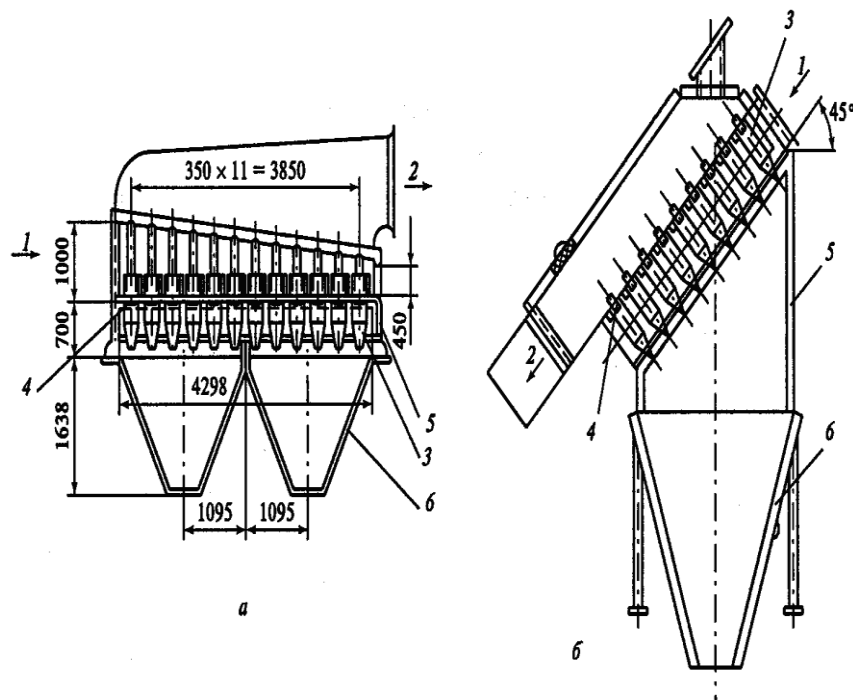


Рис. 10.3. Варианты расположения циклонных элементов в батарее:
а – вертикальное; *б* – наклонное; 1 – вход неочищенных газов; 2 – выход очищенных газов; 3 – циклонный элемент; 4 – трубная доска; 5 – корпус циклона; 6 – бункер сбора золы

Расчет степени улавливания батарейных циклонов проводится по эмпирической формуле, полученной на основе экспериментальных исследований. Параметр золоулавливания Π_i подсчитывается для каждой фракции в зависимости от диаметра частиц d_i :

$$\Pi_i = k \sqrt{\frac{\omega}{4,5}} \sqrt[3]{d_i^2}, \quad (10.6)$$

где k – коэффициент, учитывающий тип циклона: $k = 0,3$ для батарейных элементов типа розетки, $k = 0,5$ для циклонов с улиточным подводом газа к батарейным элементам. Оптимальная скорость газов принимается 4...6 м/с.

Батарейные циклоны обеспечивают степень улавливания до 94 % летучей золы, поэтому их используют в котельных на котлах производительностью пара до 170 т/ч.

10.3. Мокрые золоуловители с трубами Вентури

В этих аппаратах процесс улавливания твердых частиц идет в два этапа: коагуляция частиц на капли воды в коагуляторе Вентури (КВ)

с образованием крупных фракций и удаление фракций в скруббере под действием центробежных сил.

На рис. 10.4 представлены наиболее часто применяющиеся на ТЭС мокрые золоуловители МС с горизонтальным КВ и МВ с вертикальным КВ.

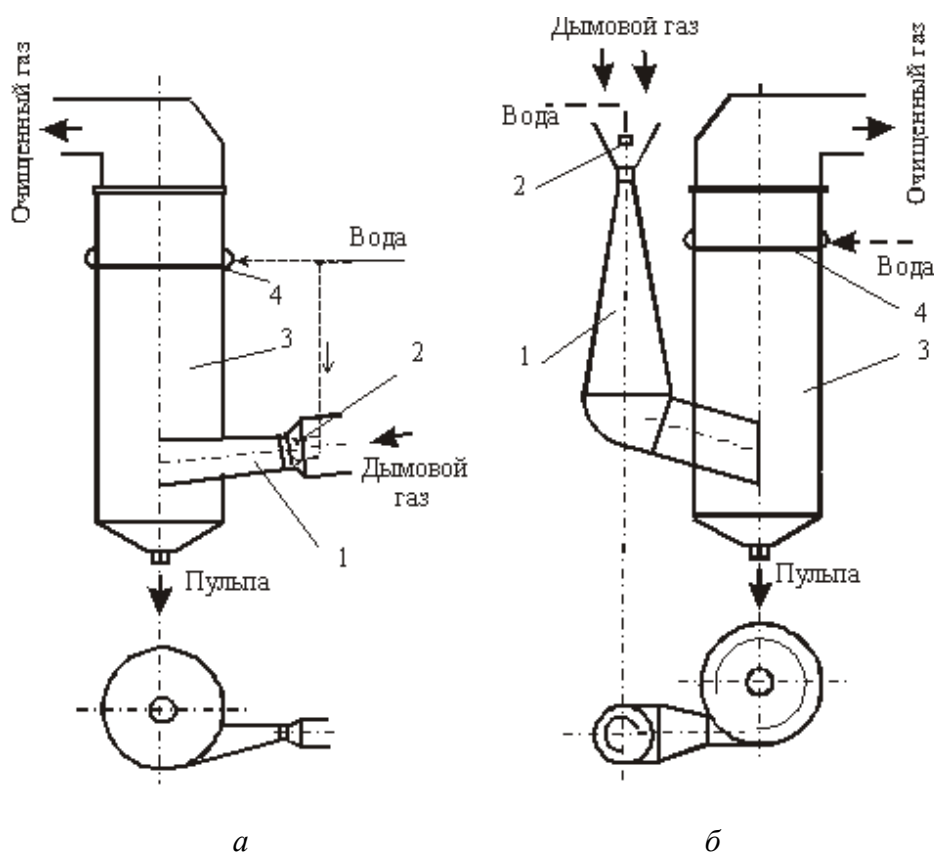


Рис. 10.4. Центробежные скрубберы с коагуляторами Вентури:
а – МС с горизонтальным КВ; *б* – МВ с вертикальным КВ; 1 – коагулятор Вентури; 2 – форсунка для орошения КВ; 3 – скруббер-каплеуловитель; 4 – пояс орошения каплеуловителя

Дымовые газы, двигаясь по КВ в конфузورной части, ускоряются и достигают скорости в горловине 50...70 м/с. В конфузорной части установлены форсунки, через которые разбрызгивается вода. Поскольку в этой части КВ скорость газа и частиц больше скорости капель, частицы налипают на капли, образуя крупные фракции. В диффузорной части скорость газов и неуловленной части падает и становится ниже скорости капель, при этом за счет разности скоростей коагуляция продолжается.

Из КВ поток газа с фракциями тангенциально вводится в каплеуловитель. Входной патрубок устанавливается под уклоном вниз и часть фракций сразу попадает в бункер. Остальная часть под действием центробежных сил отбрасывается к стенкам, с которых смывается водой

при помощи сопел пояса орошения. Очищенные дымовые газы проходят через влагоулавливающее устройство и удаляются из золоуловителя. Образовавшаяся пульпа (смесь золы и воды) через выпускное устройство поступает в систему гидрозолоудаления.

Главными факторами в определении эффективности золоулавливания в мокрых золоуловителях являются удельный расход орошающей жидкости и скорость газа в горловине КВ. Определяющий проскок золы параметр можно определить по приближенной формуле

$$\Pi = \sqrt{g_{\text{ж}} \omega_{\text{г}}}, \quad (10.7)$$

где $g_{\text{ж}}$ – удельный расход орошающей жидкости, л/м³; $\omega_{\text{г}}$ – скорость газа в горловине, м/с.

Если сравнить эффективность улавливания КВ и каплеуловителя по отдельности, то окажется, что осаждение крупных частиц в каплеуловителе идет более эффективно.

Для повышения эффективности процесса коагуляции необходимо увеличить вероятность столкновения капель и частиц. Технически это возможно осуществить за счет установки центробежных форсунок или расположением форсунок навстречу потоку газа, а также применением резонаторов.

Предложено несколько вариантов установки резонаторов для аэроакустического воздействия на поток дымовых газов в трубе Вентури. Вводимый в диффузор поток нагретого возмущенного в резонаторе воздуха меняет траекторию движения частиц, заставляя их колебаться. После модернизации эффективность золоуловителей повысилась до 99,0...99,3 %. Однако возникают эксплуатационные трудности: забивание золой форсунок, значительный шум и вибрация по месту установки резонаторов.

Также разработаны новые модификации установок с трубами Вентури – интенсивного орошения (МВ-ИРО) и многозаходные каплеуловители (ММК). Увеличение расхода орошающей воды в трубе Вентури установки МВ-ИРО до 0,35...0,54 л/м³ повысило эффективность золоулавливания до 91 %, но привело к значительному понижению температуры дымовых газов. Для подогрева охлажденных газов к ним пришлось добавлять горячий воздух после воздухоподогревателей котлов, что привело к перерасходу топлива на 1...1,2 %.

В многозаходных каплеуловителях на один каплеуловитель устанавливается по два, три или четыре одинаковых КВ. Эффективность золоулавливания до 98,9 % достигается за счет улучшения коагуляции в трубах Вентури и аэродинамики входящего в каплеуловитель потока газа.

10.4. Мокрые золоуловители с эмульгаторами

Эти золоуловители имеют более высокую степень очистки, чем золоуловители с трубами Вентури, но они более сложны по конструкции и требуют большего расхода воды.

Принцип действия эмульгаторов основан на явлении скачкообразного увеличения массо- и теплообмена между газовой и жидкой фазой в режиме инверсии фаз, когда жидкость из пленочного режима движения переходит в сплошную среду, а газ – в дисперсную. В результате рабочий объём заполняется эмульсией, состоящей из жидкости и множества мельчайших пузырьков запыленного газа, при этом частицы пыли переходят из газа в жидкость.

Степень очистки газовых потоков от пыли может составлять 99...99,8 %. Попутно улавливается от 5 до 20 % SO_2 в зависимости от химического состава золы.

В настоящее время на ТЭС применяются эмульгаторы двух типов: батарейные (УЭЗ) и кольцевые однотрубные (ЭКО).

Основным недостатком мокрых золоуловителей является понижение температуры уходящих газов. Очищенные газы имеют температуру 40...50 °С и относительную влажность, близкую к 100 %, поэтому для исключения образования конденсата на стенках газохода и в дымососе и предотвращения коррозии в выходной газоход подается горячий воздух после второй ступени воздухоподогревателя для повышения температуры дымовых газов до 70...80 °С.

10.5. Электрофильтры

Достоинством электрофильтров является способность улавливать золу с частицами меньше 10 мкм. Они очищают газы до концентрации твердых частиц за фильтром порядка 50 мг/м³. При грамотной эксплуатации с помощью электрофильтров может быть обеспечена степень очистки 99...99,8 %.

На рис. 10.5 представлен трехпольный электрофильтр серии ЭГА (электрофильтр горизонтальный модификации А), получивший наибольшее распространение на ТЭС России.

Принцип действия электрофильтра основан на создании неравномерного электрического поля высокой напряженности и образовании коронного разряда в окрестности коронирующих электродов, расположенных в корпусе электрофильтра. Вокруг электрода, имеющего профиль с острыми углами, при напряженности электрического поля около 1,5 МВ/м возникает интенсивная ионизация дымовых газов в узкой об-

ласти, прилегающей к электроду, и происходит коронный разряд, в результате которого из молекул дымовых газов выталкиваются отрицательно заряженные электроны и образуются положительно заряженные ионы дымовых газов.

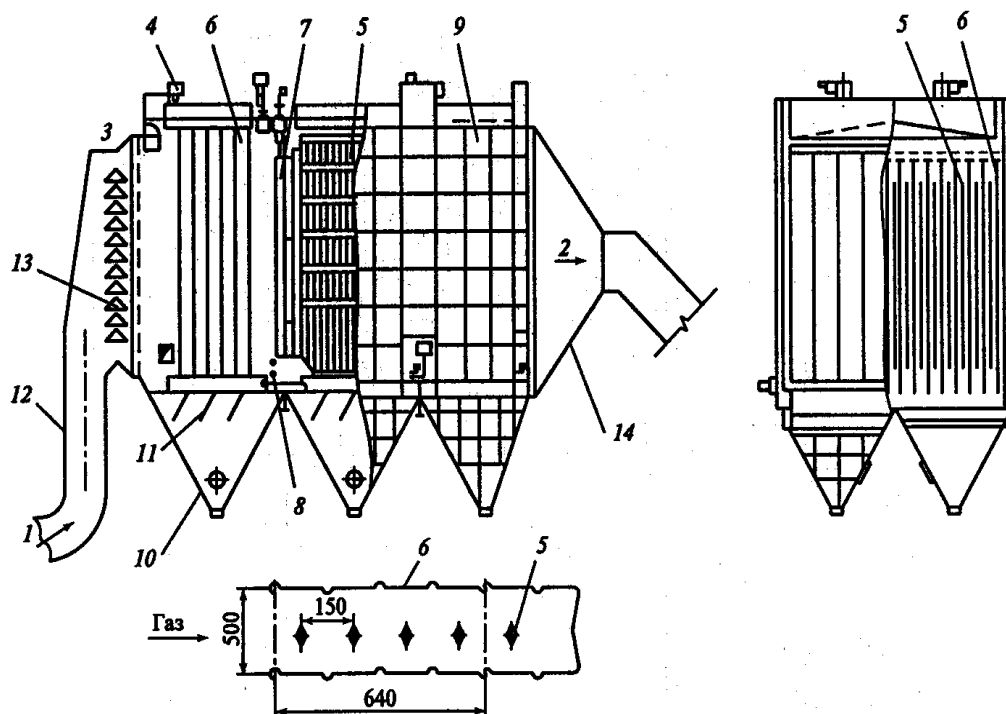


Рис. 10.5. Конструкция трехпольного двухсекционного электрофилтра типа ЭГА: 1 – вход дымовых газов; 2 – выход очищенных газов; 3 – газораспределительная решетка; 4 – устройство подачи тока высокого напряжения; 5 – коронирующий электрод; 6 – осадительный электрод; 7 – встряхивающий механизм коронирующих электродов; 8 – встряхивающий механизм осадительных электродов; 9 – корпус; 10 – бункер; 11 – перегородки для уменьшения перетока газа через бункер; 12 – подъемная шахта; 13 – газораспределительные объемные элементы; 14 – конфузорный отвод дымовых газов

Под действием сил электростатического поля электроны движутся от коронирующих электродов к осадительным. Встречая на своем пути частицы зола, электроны поглощаются на них и передают им отрицательный заряд. Отрицательно заряженные частицы зола под действием электростатических сил направляются к осадительным электродам и осаждаются на них. В результате на осадительном электроде образуется слой зола. Через определенные промежутки времени с помощью ударного механизма производится встряхивание электродов, и частицы зола под действием сил тяжести падают в бункер.

Определяющим эффективностью улавливания зола фактором в электрофилтрах является скорость движения газа между электродами.

В зависимости от электрофизических свойств золы она рекомендуется в пределах 0,8...1,6 м/с. Длина электрофилтра определяется количеством последовательно установленных друг за другом одинаковых электростатических полей. Низкая скорость газов и большое число полей обуславливает значительные габаритные размеры установки.

В обозначении электрофилтра марки ЭГА (например, ЭГА 2-88-12-6-4) указываются следующие основные характеристики: количество параллельных секций – 2; количество газовых проходов между осадительными электродами – 88; высота электродов – 12; количество элементов в осадительном электроде – 6; число полей – 4. Типоразмерный ряд электрофилтров включает 161 аппарат с числом полей от 3 до 8 и производительностью до 1,3 млн м³/ч.

В результате обобщения данных испытаний отечественных электрофилтров было получено полуэмпирическое выражение для определения параметра золоулавливания при равномерном поле скоростей:

$$\Pi = 0,2k_{\text{ун}}\sqrt{\frac{v}{\omega}} \frac{nL_{\text{п}}}{S}, \quad (10.8)$$

где $k_{\text{ун}}$ – коэффициент вторичного уноса; v – скорость дрейфа частиц к поверхности осаждения, м/с; ω – средняя скорость движения потока газов, м/с; n – число полей; $L_{\text{п}}$ – длина одного поля, м; S – расстояние между осадительными и коронирующими электродами, м.

Коэффициент вторичного уноса определяется по уравнению

$$K_{\text{ун}} = k_{\text{н}}k_{\text{вс}}k_{\text{эл}}[1 - 0,25(\omega - 1)], \quad (10.9)$$

где $k_{\text{н}} = 7,5/H$ – коэффициент, который учитывает, что при увеличении высоты электрода H вторичный унос возрастает; $k_{\text{вс}}$ – коэффициент, учитывающий режим встряхивания. При периодическом встряхивании $k_{\text{вс}} = 1,3$ для трехпольного электрофилтра, а для четырехпольного $k_{\text{вс}} = 1,7$; $k_{\text{эл}}$ – коэффициент, учитывающий тип коронирующих электродов. Для электродов с фиксированными точками $k_{\text{эл}} = 1$.

Основное влияние на степень золоулавливания в электрофилтре оказывает скорость дрейфа между электродами v .

Скорость дрейфа частицы диаметром d_i можно определить по формуле

$$v_i = 0,25(k_{\text{ок}}E)^2 d_i, \quad (10.10)$$

где $k_{\text{ок}}$ – коэффициент обратной короны.

10.6. Рукавные тканевые фильтры

В рукавных фильтрах фильтрация осуществляется через гибкую ткань, изготавливаемую из тонких нитей диаметром 100...300 мкм. Из-за цилиндрической формы фильтры получили название рукавных. При скорости газового потока через ткань 0,01...0,02 м/с с помощью тканевых фильтров можно достичь степени улавливания пыли до 99,9 %. Для удаления осевшей на ткани золы применяется механическое встряхивание либо продувка воздухом в обратном направлении, причем на это время очищаемая секция, как правило, должна отключаться от газового потока. При температуре газов до 130 °С нашли применение шерсть или шерстяной войлок, при температуре около 260 °С используется стекловолокно и стекловолокно с графитом. Длительность работы ткани составляет 1–3 года.

Для мощных энергетических котлов разработаны рукавные фильтры ФРО-32500 производительностью 14440 тыс. м³/ч газа и кассетный ФКИ-8000 производительностью 576 тыс. м³/ч.

При сжигании углей, в золе которого содержится более 20 % оксида кальция, происходит связывание на 20...30 % оксида серы при движении газов через слой золы, осевшей на фильтровальной ткани.

Недостатком рукавных фильтров является высокое гидравлическое сопротивление.

10.7. Роторные фильтры

Роторные фильтры предназначены для очистки газов, имеющих температуру до 300 °С от неслипаемой и слабослипаемой пыли. Кассеты с фильтрующим материалом размещены на вращающемся роторе, что позволяет осуществлять регенерацию одновременно с процессом фильтрации без остановки аппарата. Регенерация фильтрующих элементов осуществляется с помощью волн давления, возникающих в импульсной камере.

Роторные фильтры выпускаются двух видов: фильтр роторный зернистый (ФРЗ) и фильтр роторный волокнистый (ФРВ).

В ФРВ качестве фильтрующего материала применяются специальные стеклянные шарики диаметром 3...4 мм, магнитное стекло, феррогранулы, феррокорунд, гранулированные шлаки. Фильтрующие кассеты устанавливают в секторах на цилиндрической поверхности полого ротора, который вращается в корпусе.

Эффективность золоулавливания таких фильтров составляет 95 %, с достижением конечной запыленности до 150 мг/м³. При высоких экологических требованиях может применяться в качестве первой ступени золоулавливания.

Фильтр ФРВ служит в качестве второй ступени пылеочистки для тонкой очистки газов, обеспечивающей вместе с предочисткой из ФРЗ степень улавливания до 99,9 %.

Недостатком роторных фильтров является высокое гидравлическое сопротивление и существенные затраты электроэнергии.

В табл. 10.1 приведены показатели различных типов золоуловителей, применяемых на ТЭС.

Таблица 10.1

Показатели золоуловителей ТЭС

Наименование золоуловителей	Степень очистки, %	Гидравли- ческое сопротив- ление, Па	Расход на очистку 1000 м ³ /ч газа	
			эл/эн, МДж	воды, л
Сухие инерционные				
Жалюзийные ВТИ	60,0	450	0,93	—
Циклоны НИИОГАЗ	80,0	450	0,93	—
Батарейные циклоны:				
БЦР-У;	93...96	1000	1,0	
БЦУ-М	94...95	1000	1,0	
Мокрые золоуловители				
Центробежный скруббер ЦС-ВТИ	92,0	650...800	1,1	140
Мокрый прутковый МП-ВТИ	92,0	800	1,3	130
Скоростные скрубберы с насадкой Вентури:				
МС-ВТИ;	95...96	800...900	—	1500
МВ-ОРГЭС;	95...96	800...900	—	1500
МВ-ИРО;	99,1	1300	—	169 м ³ /ч
многозаходные ММК	98,9	1400	—	71,4 м ³ /ч
Эмульгаторы:				
батарейные УЭЗ;	99,2	1500	1,3	3000
однотрубные КОЧ	99,8	1300		0,15 л/м ³
Фильтры				
Электрофильтры:				
ЭГА-1;	98...99,0	150	0,93	
ЭГА-2;	99...99,8	150	0,93	
ЭГВ	99...99,8	150	0,93	
Рукавные фильтры:				
ФРО-32480;	99,5	3000		
ФКИ-касетный;	99,5	3000		
ФРИР-импульсный	99,7	до 5000		
Роторные фильтры:				
волокнистый ФРВ;	99,8	2800		
зернистый ФРЗ	95,0	1500...2500		

10.8. Комбинированные золоулавливающие установки

При работе котлов на высокозольных топливах $A^{\text{пр}} > 3\%$ и при высоких экологических требованиях к ТЭС рекомендуется применять двухступенчатое золоулавливание, например: батарейный циклон и электрофильтр; мокрый золоуловитель и электрофильтр; электрофильтр и рукавный фильтр.

Применение в качестве первой ступени мокрой очистки газа способствует, кроме увеличения степени очистки, также повышению эффективности электрофильтра за счет снижения удельного электрического сопротивления золы. Комбинация электрофильтра и рукавного фильтра в одном корпусе рекомендована в качестве варианта реконструкции устаревших электрофильтров для электростанций, на которых предполагается переработка и отпуск потребителям золошлаковых материалов.

Эффективность двухступенчатой ЗУ определяется по уравнению

$$\eta_{3У}^{2X} = \eta_{3У}^1 + \eta_{3У}^1(1 - \eta_{3У}^2),$$

где $\eta_{3У}^1$, $\eta_{3У}^2$ – степень очистки золоуловителей 1-й и 2-й ступени.

Контрольные вопросы

1. Какие параметры золы имеют значение для золоулавливания?
2. Как оценивается эффективность золоулавливания?
3. Как работает циклон?
4. Как работает мокрый золоуловитель с коагулятором?
5. Как работает мокрый золоуловитель с эмульгатором?
6. Как работает электрофильтр?
7. Как работает рукавный фильтр?
8. Как работает роторный фильтр?
9. В чем достоинства двухступенчатых золоуловителей?
10. Как определяется эффективность двухступенчатых золоуловителей?

11. ТРУБОПРОВОДЫ

11.1. Назначение трубопроводов

Работа электростанции не может осуществляться без надёжной трубопроводной связи между ее элементами. Трубопроводы служат для транспортировки пара различных параметров, воды, масла, мазута, сжатого воздуха, газов и других веществ.

Система трубопроводов состоит из труб и средств их соединения: фасонных частей для изменения диаметра и угла поворота, арматуры с приводами, контрольно-измерительных и защитных устройств, тепловой изоляции, опор и подвесок, а также лестниц и площадок для обслуживания.

Наибольшее значение в системе трубопроводов имеют трубопроводы, по которым транспортируются пар и вода высоких параметров. От их надёжности в значительной мере зависит безаварийная и экономичная работа электростанций. Особые требования по наблюдению за ползучестью и структурными изменениями металла предъявляются к паропроводам, работающим под высоким давлением при температурах пара свыше 450 °С.

Станционные трубопроводы принято делить на *главные* и *вспомогательные*. К главным относятся паропроводы острого пара от парогенераторов до турбин; паропроводы вторичного перегрева пара, редукционно-охладительных установок, отборного пара в пределах машинного зала; трубопроводы питательной воды. К вспомогательным относятся всевозможные дренажные, продувочные, выхлопные, обдувочные и различные мелкие служебные паропроводы.

К станционным трубопроводам независимо от их назначения предъявляются следующие основные требования:

1. Трубопроводы должны обеспечивать бесперебойный и безопасный для персонала транспорт рабочего тела между элементами оборудования электростанций. Для этой цели они должны отвечать требованиям ГОСТ, а также «Правил устройства и безопасности эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» Комитета по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору (Ростехнадзор). Согласно этим Правилам по требованиям к качеству металла и сварки, а также порядку регистрации, освидетельствования и обслуживания все трубопроводы подразделяют на четыре категории в зависимости от параметров транспортируемой среды (табл. 11.1).

Таблица 11.1

Категории трубопроводов

Категория	Среда	Рабочие параметры среды	
		Температура, °С	Давление (избыточное), МПа
1	а – перегретый пар б – перегретый пар в – перегретый пар г – перегретый пар д – горячая вода	выше 580 от 540 до 580 от 450 до 540 до 450 выше 115	не ограничено то же « » более 3,9 более 8
2	а – перегретый пар б – перегретый пар в – горячая вода, насыщенный пар	от 350 до 450 до 350 выше 115	до 3,9 от 2,2 до 3,9 от 3,9 до 8,0
3	а – перегретый пар б – перегретый пар в – горячая вода, насыщенный пар	от 250 до 350 до 250 выше 115	до 2,2 от 1,6 до 2,2 от 1,6 до 3,9
4	а – перегретый и насыщенный пар б – горячая вода	от 115 до 250 выше 115	от 0,07 до 1,6 до 1,6

2. Система трубопроводов должна обеспечивать возможность быстрых переключений оборудования в случае аварии или изменившихся условий работы.

3. Система трубопроводов должна быть, возможно, более простой и наглядной и требовать минимальных затрат. Для этого нужно сводить к минимуму по условиям надежности количество связей, арматуры и резервных линий между элементами оборудования электростанции.

4. Потери теплоты и давления транспортируемой среды должны быть экономически оптимальными. Это достигается выбором оптимальных проходных сечений трубопроводов, а также материала и толщины слоя тепловой изоляции.

5. Трубопроводы должны иметь возможность удлиняться при нагревании без нарушения прочности труб и плотности мест их соединений, а также иметь соответствующую наружную окраску и надписи (маркировку). Трубопроводы, расположенные в непроходных каналах, окрашивают только в пределах камер. На магистральных трубопроводах и ответвлениях от них наносят также номер магистрали и стрелку, указывающую направление движения среды.

6. Трубопроводы, по которым транспортируется пар, должны оборудоваться дренажными устройствами для удаления конденсата (в ме-

стах возможного скопления) и предотвращения гидравлических ударов при прогреве и пуске трубопровода в работу.

7. Для выпуска воздуха во время заполнения трубопровода в верхних его точках предусматривается устройство воздушников (штуцеров с запорной арматурой).

11.2. Материал трубопроводов

Для изготовления стационарных трубопроводов применяются углеродистые (с содержанием углерода не менее 0,5 %) и легированные стали перлитного класса. Эти стали при относительной невысокой стоимости (по сравнению с аустенитными) обладают достаточной прочностью при длительном воздействии высоких температур (углеродистые – 450 °С, легированные – до 540...585 °С), легко подвергаются механической обработке и хорошо свариваются. Поэтому они являются основным материалом как самих трубопроводов, так и фасонных частей и арматуры.

Для изготовления паропроводов и труб пароперегревателей, работающих при высоких параметрах пара (24...30 МПа и 600 °С и более), применяют стали аустенитного класса с содержанием до 30 % хрома и никеля, которые обладают повышенной жаропрочностью и жаростойкостью. Аустенитные стали стоят во много раз дороже перлитных, трудно обрабатываются и требуют большего внимания в условиях эксплуатации.

Выбор материала для трубопроводов в зависимости от параметров рабочей среды регламентируется Правилами Ростехнадзора (табл. 11.1) и действующими стандартами на трубы.

Маркировка легированных сталей согласно ГОСТ проводится по следующему правилу: первые две цифры соответствуют среднему содержанию углерода в сотых долях процента. Содержащиеся в стали легирующие элементы обозначаются прописными русскими буквами: Г – марганец, С – кремний, Х – хром, Н – никель, М – молибден, В – вольфрам, Ф – ванадий, Т – титан, Ю – алюминий, Д – медь, Б – ниобий, К – кобальт, Р – бор, П – фосфор, Ц – цирконий.

Содержание легирующих элементов более 1,5 % отмечается следующей за буквой элемента цифрой, которая указывает содержание элемента в стали в процентах; цифра не ставится, если содержание элемента близко к 1 % или меньше. Буква А обозначает высококачественную сталь с пониженным содержанием серы и фосфора (менее 0,03 %).

Кроме стандартной маркировки легированных сталей распространена маркировка завода «Электросталь». Опытные и нестандартные

стали маркируют буквами ЭИ и ЭП (электросталь исследовательская или поисковой плавки) и порядковым номером.

11.3. Контроль трубопроводов

Прочностные характеристики трубопроводных сталей при сравнительно невысоких температурах существенно отличаются от таковых при температурах 450 °С и выше. Это обуславливается не только естественным понижением прочности металла с ростом температуры, но и тем, что при высоких температурах происходит изменение первоначальной структуры металла, понижение его пластичности и химической стойкости.

Трубопроводы, работающие при температурах среды до 350...400 °С, рассчитываются по временному сопротивлению разрыву σ_p или по условленному пределу текучести σ_t с определенным запасом прочности. Значения σ_p и σ_t берутся при температуре +20 °С. При температурах 350–400 °С металл трубопроводов работает в области упругой деформации. При температурах среды 450 °С и выше вследствие сложных физико-химических процессов в металле трубопроводов возникает остаточная деформация даже при напряжениях, значительно меньших условного предела при данной температуре. С течением времени остаточная деформация накапливается, происходят структурные изменения металла, увеличение диаметра металла и утонение стенок трубопровода, вследствие чего может наступить его разрушение. Это явление называется ползучестью (крипом) металла. В связи с этим оценку механической прочности материала трубопровода при высоких температурах необходимо делать, исходя не только из условного предела текучести, но и из условного предела ползучести $\sigma_{п}$.

Под условным пределом ползучести понимается напряжение, при котором скорость ползучести $\omega_{п}$ при данной рабочей температуре среды не выходит за допустимые пределы.

На рис. 11.1 представлен график зависимости относительной остаточной деформации $\varepsilon = 100\Delta l/l_0$, %, от времени τ при различных значениях напряжения σ и постоянной температуре t , где Δl – остаточное удлинение; l_0 – первоначальная длина образца. Отношение остаточной деформации ко времени τ_2 в установившемся режиме (между точками б и в) называется *скоростью ползучести* $\omega_{п} = \Delta l/\tau_2$.

Для трубопроводных сталей допустимая скорость ползучести $\omega_{п} = 10^{-5}$ %/ч (или 10^{-7} 1/ч), что соответствует суммарной остаточной деформации 1 % за 100000 ч работы трубопровода.

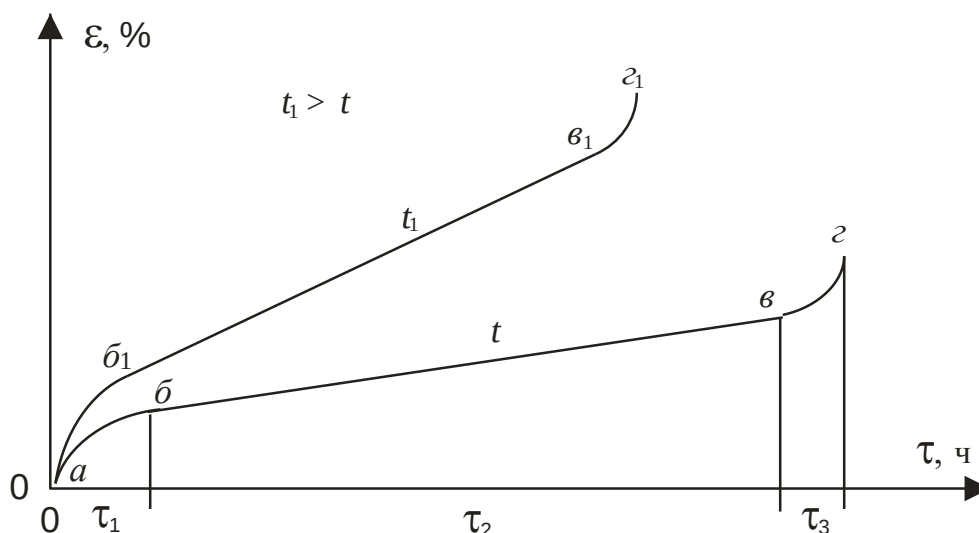


Рис. 11.1. Зависимости относительной остаточной деформации от времени и температуры

При высоких температурах ползучесть металла трубопроводов, находящихся под давлением, является неизбежным явлением, поэтому необходимо вести контроль ползучести, который осуществляется персоналом электростанций. Контроль сводится к периодическому измерению наружных диаметров трубопроводов и определению скорости ползучести, а также суммарной остаточной деформации. С этой целью на контролируемом трубопроводе (коллекторе) пара по диаметру во взаимно перпендикулярных направлениях привариваются бобышки из нержавеющей стали. Бобышки устанавливаются на прямых участках паропроводов, у которых длина между сварными и фланцевыми соединениями не менее 1,5 м, а также на прямых участках изгибов труб по возможности дальше от сварных соединений фланцев и опор.

Измерения диаметров паропроводов производятся с помощью специальных скоб (шаблонов), изготовляемых отдельно для каждого диаметра паропровода. Измерительные скобы периодически проверяются по контрольному шаблону.

Первое измерение диаметра по бобышкам и непосредственно трубы вблизи бобышек производят до пуска паропровода в эксплуатацию. Данные измерения заносят в паспорт и формуляр паропровода. Второе измерение производят не позднее, чем через 15 тыс. часов работы. Третье и последующие измерения – не реже, чем через 25...30 тыс. часов работы. Во всех случаях контрольные измерения производятся на неработающих паропроводах при температуре стенки трубы не выше 50 °С, а результаты измерений заносятся в специальный формуляр, контролируемый главным инженером электростанции.

Измерение остаточной деформации производится на паропроводах, включая арматуру и фасонные части, паросборники, пароперегреватели, коллекторы из углеродистой стали, стали марки 15ГС и хромомолибденовой стали, фактически работающих при температуре пара 450 °С и выше, за исключением паропроводов с внутренним диаметром менее 100 мм, длительность работы которых не превышает 3000 ч/год.

Паропроводы, работающие при температуре 450 °С и выше, подвергаются, кроме того, контролю за структурными изменениями и механическими свойствами металла. Для этого на главных паропроводах предусматривается устройство контрольных участков (по одному на каждую магистраль), выполненных из того же материала, что и основной паропровод. Контрольный участок должен быть прямым и длиной не менее 4 м. Перед монтажом контрольного участка трубы тщательно исследуются микроструктура, химический состав и свойства металла в исходном состоянии. Результаты испытаний и исследований заносят в паспорт трубы контрольного участка. На трубе контрольного участка в трёх сечениях также приваривают бобышки. Наблюдения за остаточными деформациями на контрольном участке ведутся в те же сроки, что и на остальных участках паропровода.

Для выявления возможных структурных изменений металла паропровода в процессе эксплуатации из контрольного участка периодически производят вырезку образцов с последующим изготовлением микрошлифов и сопоставлением их с исходными образцами. Первую вырезку производят не позже чем через 25...30 тыс. часов работы паропровода, последующие – через 50...60 тыс. часов.

При получении неудовлетворительных результатов проверки остаточных деформаций, структуры или механических свойств металла трубопроводов вопрос о возможности дальнейшей их эксплуатации решает экспертно-техническая комиссия.

11.4. Соединения трубопроводов, опорные конструкции и арматура

Соединения участков трубопроводов между собой, а также присоединение их к оборудованию, арматуре и контрольно-измерительным приборам в основном осуществляется с помощью фланцев и сварки. Резьбовые соединения допускаются лишь в неответственных местах при небольших диаметрах труб и давлениях среды (водопроводные линии).

Основными преимуществами сварных соединений являются герметичность, высокая надёжность и сокращение расхода металла на соединение трубопроводов. Для соединений трубопроводов I категории на

электростанциях применяется исключительно сварка. Фланцевые соединения для них допускаются лишь в отдельных случаях (установка расходомерных диафрагм, присоединение трубопроводов к основному оборудованию и т. п.). При сварных соединениях применяется безфланцевая арматура. Для устройства ответвлений и переходов от одного диаметра к другому применяются различные фасонные и соединительные части, материал которых должен быть равноценным по качеству основному материалу трубопровода. В зависимости от назначения трубопровода и давления среды применяются различные типы фланцевых соединений, основными из которых являются: литые чугунные и стальные, стальные приварные встык с воротником, стальные свободные с буртом, стальные плоские и др.

Конструктивные размеры, вид материала и область применения для каждого типа фланцевого соединения регламентируются ГОСТ. Присоединительные размеры всех фланцев на одно и то же давление одинаковы независимо от способа их присоединения к трубе и материала. Количество болтов (шпилек) фланцевого соединения зависит от диаметра трубы и внутреннего давления и всегда берётся кратным четырём. Для соединения фланцев при давлениях до 4,0 МПа применяются болты, а при более высоких давлениях – шпильки.

Как для шпилек, так и для болтов характерным является ослабление их натяга с течением времени, являющееся следствием ползучести металла шпилек и болтов.

Для изготовления крепёжных изделий трубопроводов с температурой среды до 450 °С могут применяться углеродистые стали повышенного качества, а сверх 450 °С – только легированные жаропрочные стали. Для уплотнения фланцевых соединений применяются различные прокладки из резины, асбеста, картона, паронита, латуни, стали и других материалов, соответствующих нормам и стандартам.

Для воды, пара и газа с температурой среды до 450 °С и рабочим давлением до 5,0 МПа могут применяться паронитовые прокладки (ГОСТ 481–47), а для больших давлений и температуры – стальные рифленые из низкоуглеродистой и легированной стали. Рифленые прокладки за счет сплющивания гребней при затяжке шпилек или болтов обеспечивают надежную герметизацию фланцевого соединения при сохранении высокой прочности прокладки.

Как уже отмечалось выше, основным видом соединений трубопроводов на электростанциях является сварка (газовая и электродуговая).

Электродуговая сварка может выполняться ручным способом, что в большинстве случаев имеет место при монтаже стационарных трубопроводов, или автоматически. Автоматическая и полуавтоматическая

электродуговая сварка (под слоем флюса) обеспечивает высокое качество сварных швов и высокую производительность сварочных работ. Эти виды сварки находят применение при промышленных методах монтажа энергетического оборудования на заводах-изготовителях или на специально оборудованных строительных площадках.

Учитывая особые требования к качеству сварных соединений стационарных трубопроводов при производстве сварочных работ, необходимо соблюдать следующие основные требования:

1. К сварочным работам допускаются только проверенные сварщики, имеющие соответствующую квалификацию.
2. Электроды должны строго соответствовать ГОСТ с обязательной проверкой их технологических свойств.
3. Обязательная термическая обработка сварных соединений должна проводиться в соответствии с техническими нормами.
4. Должна осуществляться дефектоскопия сварных швов (ультразвуковым методом или просвечиванием жёсткими лучами).
5. Плотность сварного соединения должна проверяться гидравлическим испытанием.
6. Должны проводиться испытания механических свойств сварных соединений и металлографические исследования образцов контрольных сварных стыков.

Особые требования предъявляются к сварке труб из аустенитных сталей. В частности, срез трубы должен быть строго перпендикулярен оси трубы, обработка свариваемых концов труб (снятие фасок) должна производиться только механическим способом, сварка производится на постоянном токе специальными электродами, обязательна последующая обработка сварного шва, обеспечивающая его аустенизацию, и некоторые другие.

Важными элементами стационарных трубопроводов являются *опорные конструкции*.

По назначению и характеру различают неподвижные (мертвые) опоры, подвижные опоры и подвески. Неподвижные опоры предназначены для жесткого соединения участка трубопровода со строительными конструкциями (стена, балка, колонна и т. п.). Они устанавливаются на концах участков, на которые разбивается трубопровод при расчете компенсаторов (или самокомпенсации) для того, чтобы реальные деформации участков трубопровода соответствовали расчетным, а также для снятия усилий от температурных деформаций трубопроводов перед присоединением их к оборудованию в местах, где перемещение данного участка трубопровода в любом направлении недопустимо.

Подвижные опоры допускают поперечное и продольное перемещение трубопровода. Шарнирные подвижные опоры, не допускающие перемещения трубопровода вдоль оси, обеспечивают поворот его относительно фиксированной точки в одной или нескольких плоскостях. Пружинно-катковая опора позволяет перемещаться трубопроводу вдоль оси и в вертикальном направлении.

В местах, где по условиям работы трубопровода могут возникать температурные деформации, вызывающие кручение и перемещение трубопровода в различных направлениях, в качестве опор применяют *пружинные подвески*. *Жесткие подвески* допускают небольшие перемещения и поворот трубопровода в горизонтальной плоскости. Направляющие опоры применяют, когда надо обеспечить перемещение трубопровода только вдоль его оси, например для некоторых типов компенсаторов.

Расчет опор ведется с учетом всех действующих на них сил. При определении вертикальных нагрузок на подвижную опору трубопровод рассматривают как балку, равномерно нагруженную массой металла трубы, тепловой изоляции и транспортируемой среды. Для паропроводов учитывается масса воды, заполняющей трубопровод при его гидравлическом испытании.

При монтаже трубопроводов следует избегать установки опор под сварными стыками. В местах установки крупногабаритной арматуры необходимо предусматривать устройство опор под них с тем, чтобы разгрузить арматуру от изгибающих или крутящих усилий.

По назначению *арматура трубопроводов* подразделяется на следующие классы: запорная, регулирующая, предохранительная и защитная, контрольная.

К *запорной арматуре*, предназначенной для периодического включения или отключения трубопроводов и примыкающего к ним оборудования, относятся задвижки, вентили, краны, затворы.

С помощью *регулирующей* арматуры осуществляется изменение режимов работы оборудования и поддержание их на заданном уровне. К этому классу арматуры относятся регулирующие вентили, дроссели, регулирующие клапаны, конденсатоотводчики и регуляторы уровня.

Предохранительная и защитная арматура защищает трубопровод от повышения рабочих параметров, расхода или уровня среды сверх допустимых. Представителями этого класса арматуры являются предохранительные быстродействующие и обратные клапаны, гидрозатворы.

К *контрольной* арматуре относятся пробно-спускные краны и указатели уровня.

Трубопроводная арматура может изготавливаться из чугуна, цветного металла (бронза, алюминиевые сплавы), сталей и пластмассы.

Применение цветного металла и чугуна в арматурных изделиях допускается при невысоких параметрах среды: $p \leq 0,7$ МПа и $t \leq 200$ °С. Арматура из пластмассы применяется на трубопроводах и аппаратах, предназначенных для работы с агрессивными средами при параметрах не выше 0,25 МПа и 50 °С.

При высоких и сверхвысоких параметрах среды применяется исключительно стальная арматура, причём до температур 450 °С может применяться углеродистая сталь, а при более высоких – легированная.

Марки сталей для изготовления отдельных деталей арматуры в зависимости от рода транспортируемой среды, условного давления и рабочей температуры среды регламентируются нормами и стандартами.

Вся выпускаемая отечественной промышленностью арматура должна в обязательном порядке подвергаться гидравлическому испытанию на прочность и плотность, результаты которого указываются в паспорте, прилагаемом к арматуре заводом-изготовителем.

В последнее время на электростанциях широко применяется безфланцевая арматура, которая соединяется с трубопроводом посредством сварки. С 1963 г. Чеховский завод энергетического машиностроения серийно изготавливает трубопроводную арматуру на сверхкритические параметры пара и воды ($p_y = 30,0$ МПа) с безфланцевым соединением корпуса с крышкой.

Трубопроводная арматура должна располагаться в местах, удобных для обслуживания и ремонта, при необходимости оборудованных площадками, лестницами и грузоподъемными приспособлениями (масса некоторых задвижек и вентилях составляет до 1200 кг).

Задвижки и вентили, требующие больших усилий для их открывания или закрывания, а также расположенные в недоступных местах, должны быть оборудованы электропроводами с местным или дистанционным управлением.

При выборе трубопроводов и арматуры необходимо ориентироваться на стандартный ряд:

- наружных диаметров труб d_n , мм: 10; 12; 14; 16; 18; 19; 22; 25; 32; 38; 45; 57; 76; 89; 108; 133; 159; 194; 219; 245; 273; 325; 377; 426; 480; 530; 720; 820; 920; 1020;
- толщин стенок труб S , мм: 0,75; 1,0; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 15; 16; 18; 20; 25; 28; 30; 34; 35; 36; 40; 45; 50; 56; 60; 63; 70; 75.

11.5. Расчет трубопроводов

Для трубопроводов выполняют следующие расчеты: гидравлический, механический и расчет на компенсацию тепловых расширений.

В результате гидравлического расчета определяется внутренний диаметр по формуле (5.20) и потери давления по формуле (5.21).

При расчете диаметра скорости среды принимаются по табл. 11.2.

Таблица 11.2

Рекомендуемые значения скоростей сред в трубопроводах

Среда	Скорость, м/с
Паропроводы	
Перегретый пар:	
• свежий пар от котлов к турбинам:	50...70
– до критических параметров;	40...60
– сверхкритических параметров;	
• пар промежуточного перегрева:	40...60
– после промперегрева;	30...50
– до промперегрева;	70...90
• пар к РОУ, БРОУ и предохранительным клапанам;	20...40
• насыщенный пар	
Водопроводы	
Напорные (за насосами):	
• питательная вода к котлам;	4...5
• основной конденсат.	2,5...4
Всасывающие:	
• вода к насосам;	0,5...1,5
• свободный слив (перелив)	1...2

Контрольные вопросы

1. Из чего состоит система трубопроводов?
2. Какие трубопроводы ТЭС относятся к главным?
3. Какие требования предъявляются к стационарным трубопроводам?
4. Как выбирается материал для трубопроводов ТЭС?
5. Как определяется скорость ползучести трубопроводов?
6. Как производится контроль структурных изменений и механических свойств металла?
7. Как соединяются участки трубопроводов между собой?
8. Когда для соединения фланцев применяются болты?
9. Какие материалы применяются для уплотнения фланцевых соединений?
10. Какие требования предъявляются к качеству сварных соединений трубопроводов ТЭС?

12. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Различают поверочный и конструкторский расчеты на прочность. Поверочный расчет производится для проверки прочности существующей конструкции при заданных параметрах рабочей среды. При этом расчете по известным геометрическим размерам конструкции и параметрам рабочей среды определяется допускаемое расчетное давление, обеспечивающее прочность конструкции, и сравнивается с рабочим давлением. Если рабочее давление меньше или равно допускаемому, то прочность обеспечена. Конструкторский расчет производится для определения толщин стенок трубопроводов и теплообменников, обеспечивающих необходимую прочность при заданных параметрах рабочей среды.

При работе аппаратов с циклической нагрузкой, когда число циклов превышает 10^3 , кроме рассмотренного ниже расчета на статическую нагрузку требуется проверка изделия на усталость от циклических нагрузок.

Расчеты на прочность производятся на основе Норм расчета на прочность соответствующих аппаратов, которые периодически пересматриваются и утверждаются постановлением Ростехнадзора.

В основу действующих в России Норм расчета на прочность сосудов и трубопроводов положен метод расчета прочности по предельным нагрузкам, при котором за опасную нагрузку принимается такая, которая вызывает общую пластическую деформацию всей конструкции.

Расчетам на прочность должно подвергаться все оборудование, в котором избыточное давление превышает 0,07 МПа или температура воды выше 115 °С.

12.1. Толщина стенки и прибавки к ней

Расчетная толщина стенки S_0 аппарата или трубопровода определяется по формулам Норм расчета на прочность по заданным значениям расчетного давления и номинальным допускаемым напряжениям с учетом ослабления отверстиями и сварными швами, в зависимости от конфигурации стенки.

Номинальная толщина стенки S должна приниматься по расчетной толщине S_0 с учетом прибавки C , округлением до ближайшего большего размера, имеющегося в сортаменте толщин соответствующих полуфаб-

рикатов. Допускается округление в меньшую сторону не более 3 % принятой окончательно номинальной толщины стенки.

По назначению прибавки к расчетной толщине стенки подразделяют:

- на прибавку C_1 (производственная прибавка), компенсирующую возможное понижение прочности стенки в условиях изготовления за счет минусового отклонения толщины стенки полуфабриката, технологических утонений при изготовлении и др.;
- прибавку C_2 (эксплуатационная прибавка), компенсирующую возможное понижение прочности стенки в условиях эксплуатации за счет коррозии, эрозии и других воздействий.

Производственная прибавка C_1 состоит из прибавки, компенсирующей минусовое отклонение C_{11} , и технологической прибавки C_{12} . Значение прибавки C_{11} следует определять по предельному минусовому отклонению толщины стенки, установленному стандартами или техническими условиями на полуфабрикаты.

Допускаемые отклонения по толщине C_{11} для листовой стали приведены в табл. 12.1 и 12.2.

Таблица 12.1

Допускаемые отклонения по толщине C_{11}

Сталь	Толщина, мм	C_{11} , мм
Тонколистовая	1	–0,12
	2	–0,18
	3	–0,22
Прокатная толстолистовая	4	–0,4
	5	–0,5
	6	–0,6
	8...25	–0,8
	25...28,3	–0,9
	28,3...32	–1,0
	32...36,4	–1,1
	45,5	–1,2
	55,6 и >	–1,3

Допускаемые отклонения по толщине C_{11} для труб из углеродистой стали бесшовных холоднокатаных до $d_n = 95$ мм – 10 %; бесшовных горячекатаных d_n от 57 до 426 мм – 15 %.

Допускаемые отклонения по толщине C_{11} для труб из нержавеющей стали бесшовных холоднокатаных до $d_n = 95$ мм – 15 %; бесшовных горячекатаных d_n от 76 до 159 мм – 15 %.

Допускаемые отклонения по толщине C_{11} для труб из теплостойкой стали 12МХ до $d_n = 108$ мм –10 %; d_n от 133 до 426 мм –5 %.

Значение прибавки C_{12} должно определяться технологией изготовления и принимается по техническим условиям на изделие. Для прямых труб и обечаек, подвергшихся на предприятии-изготовителе механической обработке, $C_{12} = 0$; для деталей, деформирование которых при изготовлении не приводит к ослаблению стенки заготовки, $C_{12} = 0$.

Эксплуатационная прибавка состоит из прибавок, компенсирующих понижение прочности по пароводяной стороне C_{21} и со стороны газов C_{22} .

Значение прибавки C_{21} для всех обогреваемых деталей из аустенитных сталей, а также для труб наружным диаметром 32 мм и менее из углеродистой стали равно нулю. Для других деталей значение прибавки C_{21} на расчетный ресурс 10^5 ч должно определяться по табл. 12.2.

Таблица 12.2

Значение прибавки C_{21} , мм

Рабочая среда	Трубы диаметром 32...76 мм	Остальные детали
Вода, пароводяная смесь, насыщенный пар	0,5	1,0
Перегретый пар	0,3	0,5
Среда сверхкритических параметров	0	0,3

Значение прибавки C_{22} для необогреваемых деталей, к которым относятся элементы вспомогательного оборудования ТЭС, равно нулю.

12.2. Расчетное давление

Под расчетным давлением p понимают избыточное давление рабочей среды, по которому производится расчет на прочность. Обычно за расчетное принимается максимальное давление, которое может возникнуть в аппарате или трубопроводе в процессе эксплуатации.

Если аппарат имеет предохранительные клапаны, то расчетное давление в нем принимается равным 90 % давления при полном открытии предохранительных клапанов.

Расчетное давление в трубопроводах воды после насосов должно приниматься равным 90 % максимального давления, создаваемого насосами при закрытых задвижках.

Во всех случаях величина расчетного давления должна быть не менее 0,2 МПа.

12.3. Расчетная температура

Под расчетной температурой стенки t понимают температуру металла, по которой выбирается величина допускаемого напряжения.

За расчетную температуру стенки аппаратов, не обогреваемых горячими газами или надежно изолированных от обогрева извне, принимают температуру содержащейся в них рабочей среды. Расчетную температуру стенки необогреваемых аппаратов и трубопроводов следует принимать равной температуре среды на входе (при отсутствии внутри греющих теплообменников или при наличии внутри охлаждающих теплообменников) или равной температуре среды на выходе (при размещении внутри греющих теплообменников).

При конструкторском расчете за расчетную температуру принимают максимальную температуру, которую может иметь рабочая среда в процессе эксплуатации.

12.4. Допускаемые напряжения

Под номинальным допускаемым напряжением $[\sigma]$ понимают величину напряжения, используемую для определения расчетной толщины стенки по марке металла и расчетным давлению и температуре.

Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$ определяются как наименьшее из ряда $\frac{\sigma_B}{n_B}; \frac{\sigma_{0,2}^t}{n_t}$, где σ_B – временное сопротивление разрыву при температуре 20 °С; $\sigma_{0,2}^t$ – условный предел текучести при расчетной температуре; n_B и n_t – коэффициенты запаса прочности. Для углеродистой и теплоустойчивой стали $n_B = 2,4$ и $n_t = 1,5$. Для аустенитной хромоникелевой стали $n_B = 3,0$ и $n_t = 1,5$.

Для расчетов $[\sigma]$ можно использовать таблицы и графики, которые приводятся в справочной литературе [21, 40].

Для стальных отливок $[\sigma]$ следует принимать: 85 % от справочных, если отливки подвергаются сплошному неразрушающему контролю; 75 % от справочных, если отливки не подвергаются сплошному неразрушающему контролю.

При расчете стальных деталей, работающих под наружным давлением, $[\sigma]$ должны быть уменьшены в 1,2 раза по сравнению с расчетом по внутреннему давлению.

Допускаемые напряжения для ряда наиболее применяемых на ТЭС сталей приведены в приложении 4.

12.5. Коэффициент прочности

Коэффициент прочности ϕ служит для учета ослабления прочности детали сварными швами и отверстиями. Во всех случаях коэффициент прочности ϕ не должен быть больше единицы.

Коэффициент прочности представляет отношение предельной нагрузки детали со сварными швами и отверстиями к предельной нагрузке без швов и отверстий.

Коэффициент прочности трубы или детали ϕ принимается равным либо минимальному из значений коэффициентов прочности сварных швов $\phi_{\text{ш}}$ и отверстий $\phi_{\text{о}}$, либо их произведению, если расстояние между кромкой ближайшего к шву отверстия и центром шва меньше $0,5\sqrt{(D+S)(S-C)}$, где D – внутренний диаметр трубы или детали.

Коэффициент прочности швов $\phi_{\text{ш}}$, выполненных любым способом, обеспечивающим полный провар по всей длине стыка, и с учетом проведения контроля качества радиографией или ультразвуком по всей длине шва для углеродистой, низколегированной марганцовистой, хромомолибденовой и аустенитной сталей должен приниматься равным единице. При выборочном контроле не менее 10 % длины шва $\phi_{\text{ш}} = 0,8$, а при отсутствии контроля или при контроле менее 10 % длины шва $\phi_{\text{ш}} = 0,7$. При расчете сварных соединений внахлестку коэффициенты прочности $\phi_{\text{ш}}$ следует принимать не более 0,6.

При определении коэффициентов прочности отверстий $\phi_{\text{о}}$ следует различать отверстия одиночные и групповые, а также укрепленные и не укрепленные.

Одиночным считается отверстие, кромка которого удалена от кромки ближайшего отверстия на расстояние

$$l_{\text{кр}} \geq 2\sqrt{(D+S)(S-C)}. \quad (12.1)$$

Неукрепленным считается отверстие без усиливающих элементов в виде приваренных накладок и штуцеров. Отверстия с развальцованными в них трубами рассматриваются как неукрепленные.

Коэффициент прочности цилиндрической детали или выпуклого днища, ослабленного одиночным неукрепленным отверстием с диаметром d , определяют по формуле

$$\phi_{\text{но}} = \frac{2}{Z + 1,75}, \quad (12.2)$$

где

$$Z = \frac{d}{\sqrt{(D+S)(S-C)}}. \quad (12.3)$$

При определении коэффициентов прочности диаметр отверстия d следует принимать:

- для отверстий, в которых трубы развальцованы или приварены к наружной поверхности детали без расточки гнезда, или с углублением для установки штуцера менее 30 % толщины стенки, или с углублением 30 % и более, но с обеспечением полного проплавления толщины стенки штуцера и заполнением гнезда наплавленным металлом – равным диаметру отверстия в соответствии с рис. 12.1;

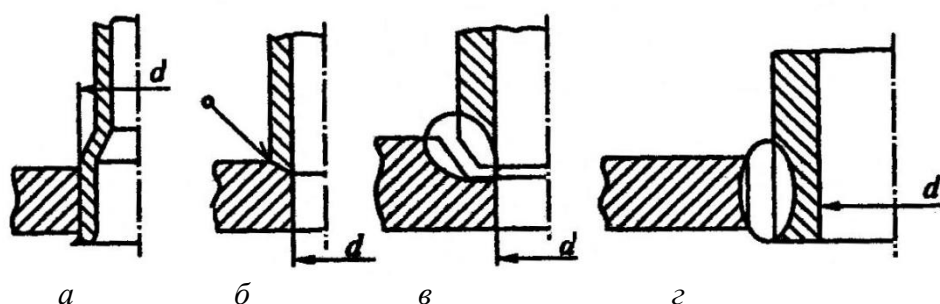


Рис. 12.1. Виды крепления труб к отверстиям:

a – вальцовка; $б$ – приварка к наружной поверхности; $в$ – приварка к наружной поверхности с углублением; $г$ – с пропуском трубы в отверстие

- для отверстий, имеющих по толщине стенки расточки с несколькими разными диаметрами d_i и глубиной расточки h_i (рис. 12.2) – равным условному диаметру, определяемому по формуле

$$d_y = \frac{\sum d_i h_i}{S}. \quad (12.4)$$

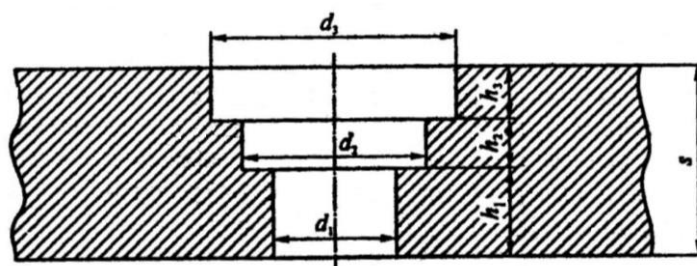


Рис. 12.2. Отверстие с расточками

Коэффициент прочности цилиндрической детали или выпуклого дна, ослабленного одиночным укрепленным отверстием с диаметром d , определяют по формуле

$$\varphi_{yo} = \varphi_{ho} \left[1 + \frac{\Sigma f}{2(S - C)\sqrt{(D + S)(S - C)}} \right], \quad (12.5)$$

где $\Sigma f = f_{\text{шн}} + f_{\text{шв}} + f_{\text{н}}$ – сумма компенсирующих площадей укрепляющих наружных и внутренних штуцеров и накладок, которая должна удовлетворять условию

$$\Sigma f \geq (d - d_o)S_o, \quad (12.6)$$

где d_o – наибольший допустимый диаметр неукрепленного отверстия, который не влияет на прочность стенки и определяется по формуле

$$d_o = \left(\frac{2}{\varphi_{ho}} - 1,75 \right) \sqrt{(D + S)(S - C)}. \quad (12.7)$$

Способы укрепления отверстий штуцерами и накладками показаны на рис. 12.3.

Площадь укрепляющего сечения приварного штуцера принимают:

а) для участка, расположенного снаружи цилиндра или выпуклого днища:

$$f_{\text{шн}} = 2h_{\text{ш}}(S_{\text{ш}} - S_{0\text{ш}} - C_{\text{ш}}); \quad (12.8)$$

б) для участка, расположенного внутри цилиндра или выпуклого днища:

$$f_{\text{шн}} = 2h_{\text{ш}}(S_{\text{ш}} - C_{\text{ш}}), \quad (12.9)$$

где $S_{\text{ш}}$ и $S_{0\text{ш}}$ – номинальная и минимальная расчетная толщина стенки штуцера; $C_{\text{ш}}$ – прибавка к толщине стенки штуцера; $h_{\text{ш}}$ – высота укрепляющего участка штуцера.

Высоту укрепляющего участка штуцера принимают по чертежу, но не более

$$h_{\text{ш}} = \sqrt{(d_{\text{шн}} - S_{\text{ш}})(S_{\text{ш}} - C_{\text{ш}})}, \quad (12.10)$$

где $d_{\text{шн}}$ – наружный диаметр штуцера.

Номинальную толщину стенки штуцера $S_{\text{ш}}$ рекомендуется принимать не более номинальной толщины стенки укрепляемой детали.

Минимальную расчетную толщину стенки штуцера $S_{0\text{ш}}$ определяют по формуле расчета толщины стенки цилиндра при условии $\varphi = 1$ и $C = 0$.

Площадь укрепляющего сечения приварной накладки определяют как

$$f_{\text{н}} = 2b_{\text{н}}S_{\text{н}}, \quad (12.11)$$

где b_n – ширина накладки, принимается по чертежу, но не более

$$b_n = \sqrt{(D + S)(S - C)}; \quad (12.12)$$

S_n – толщина накладки, рекомендуется принимать не больше толщины стенки укрепляемой детали с округлением до ближайшего большего размера, имеющегося в сортаменте толщин соответствующих полуфабрикатов.

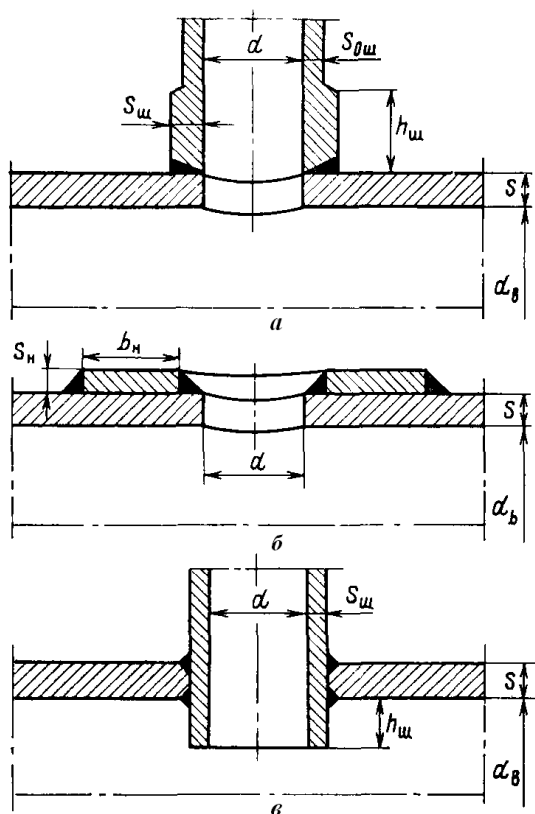


Рис. 12.3. Способы укрепления отверстий в стенках сосудов:
 a – с помощью утолщенного штуцера;
 $б$ – с помощью накладки; $в$ – с помощью выпущенного внутрь сосуда разгруженного штуцера

Коэффициенты прочности для группы отверстий $\varphi_{го}$ определяются в зависимости от расположения группы.

Коэффициент прочности продольного ряда отверстий с одинаковым диаметром d и шагом t в цилиндрических обечайках или любых выпуклых днищах определяется по формуле

$$\varphi_{го} = (t - d)/t. \quad (12.13)$$

Коэффициент прочности поперечного ряда отверстий с одинаковым диаметром d и шагом t в цилиндрических обечайках определяется по формуле

$$\varphi_{го} = 2(t - d)/t. \quad (12.14)$$

Коэффициент прочности ряда отверстий в косом направлении на цилиндрических обечайках с одинаковым диаметром d и шагами a вдоль и b поперек цилиндра определяется по формуле

$$\varphi_{го} = \frac{1 - \frac{d}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1 + m^2} \right)}}, \quad (12.15)$$

где $m = b/a$.

При шахматном расположении группы отверстий в цилиндрической обечайке определяется три коэффициента прочности (в продольном, поперечном и косом направлении) и принимается наименьший из них.

При неодинаковых шагах между отверстиями коэффициент прочности принимают равным наименьшему значению из коэффициентов прочности для каждой пары отверстий.

Если соседние отверстия имеют разные диаметры, то расчет коэффициента прочности производят по среднеарифметическому диаметру $d = 0,5(d_1 + d_2)$.

Если каждое из отверстий, образующих ряд, имеет укрепляющие элементы, то коэффициент прочности такого ряда определяется по формуле

$$\varphi' = \varphi_{го} + (1 - \varphi_{го}) \frac{\sum f}{d(S - C)}. \quad (12.16)$$

При необходимости укрепления ряда отверстий до заданного коэффициента прочности φ требующаяся площадь укрепляющих элементов должна удовлетворять условию

$$\sum f \geq \frac{(\varphi' - \varphi)}{(1 - \varphi)} (S - C) d. \quad (12.17)$$

12.6. Расчетная толщина стенки

Труба или цилиндрическая обечайка

$$S_0 = \frac{pD}{2\varphi[\sigma] - p}. \quad (12.18)$$

Формула применима при условии $\frac{S_0}{D} \leq 0,3$.

Шаровой сосуд

$$S_0 = \frac{pD}{4\varphi[\sigma] - p}. \quad (12.19)$$

Формула применима при условии $\frac{S_0}{D} \leq 0,1$.

Конический переход (рис. 12.4)

$$S_0 = \frac{pD}{2\varphi[\sigma] \cos \alpha - p}, \quad (12.20)$$

где D – внутренний диаметр большого основания конического переходного участка; α – угол конусности, равный половине угла конуса при вершине, град.

Формула применима при условиях $0,005 \leq \frac{S_0}{D} \leq 0,1$; $\alpha \leq 45$ град.

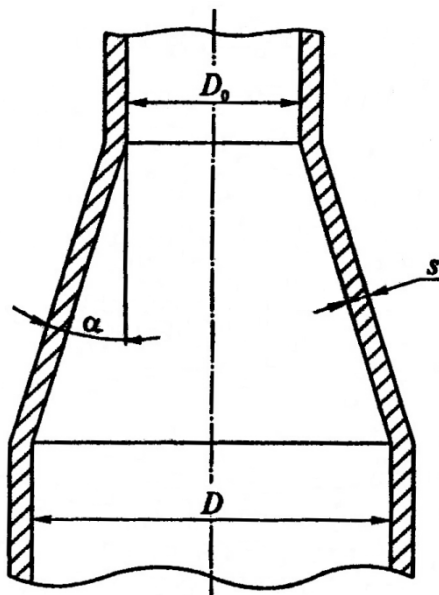


Рис. 12.4. Конический переход

Эллиптические, сферические и торосферические крышки и днища
(рис. 12.5)

$$S_0 = \frac{pD}{4\phi[\sigma] - p} \cdot \frac{D}{2h}, \quad (12.21)$$

где h – высота выпуклой части крышки.

Формула применима при условии $0,0025 \leq \frac{S_0}{D} \leq 0,1$; $0,5 \geq \frac{h}{D} \geq 0,2$.

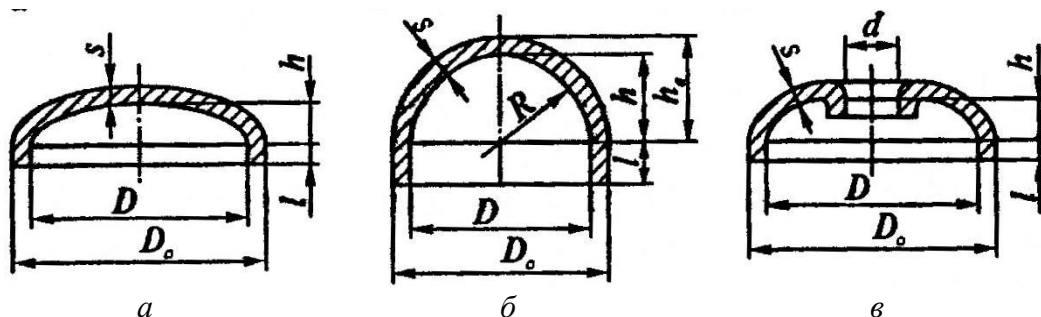


Рис. 12.5. Виды выпуклых крышек и днищ:
 a – эллиптическая; $б$ – сферическая; $в$ – торосферическая

Номинальная толщина стенки крышки или днища должна быть не менее 6 мм. При внутреннем диаметре менее 500 мм допускается номинальная толщина стенки не менее 3 мм.

Цилиндрический участок перехода от выпуклой части должен иметь длину не менее

$$l = 0,55\pi r, \quad (12.22)$$

где $r = 0,095D$ для крышек и днищ эллиптической и торосферической формы.

Плоские крышки и днища

$$S_0 = \frac{KD}{K_0} \sqrt{\frac{p}{\phi[\sigma]}}, \quad (12.23)$$

где K – коэффициент, учитывающий вид и способ крепления крышки; K_0 – коэффициент, учитывающий ослабление крышки отверстиями; ϕ – коэффициент прочности, учитывающий сварные швы.

Значение коэффициента K принимается следующим:

а) для плоских крышек, приваренных к обечайке с одной стороны по всей ширине крышки, $K = 0,6$;

б) для кованых крышек с цилиндрической отбортовкой, приваренной к обечайке, $K = 0,45(1 - 0,23S/S_0)$, но не менее $K = 0,35$;

в) для приваренных крышек с отбортованными цилиндрическими краями $K = 0,35$;

г) для крышек с фланцевым креплением, где D – диаметр окружности расположения болтов крепления крышки к фланцу, $K = 0,6$.

Значение коэффициента K_0 принимается следующим:

а) для крышек и днищ без отверстий $K_0 = 1$;

б) для крышек и днищ с одним отверстием диаметра d

$$K_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{d}{D} + \left(\frac{d}{D}\right)^2}}; \quad (12.24)$$

в) для крышек и днищ с двумя и более отверстиями диаметра d_i

$$K_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum d_i}{D} + \left(\frac{\sum d_i}{D}\right)^2}}, \quad (12.25)$$

где $\sum d_i$ должна приниматься как максимальная сумма диаметров отверстий или их хорд в наиболее ослабленном диаметрально сечении крышки (рис. 12.6).

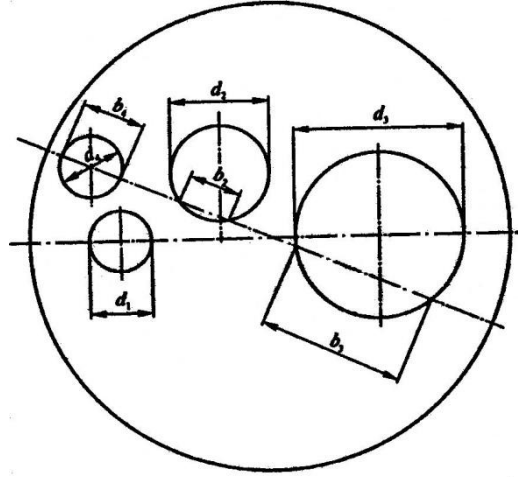


Рис. 12.6. Плоская крышка с отверстиями

Трубные доски без анкерных связей

$$S_0 = 0,393KD \sqrt{\frac{p}{\varphi[\sigma]}}. \quad (12.26)$$

Трубные доски с анкерными связями

$$S_0 = 0,393KD \sqrt{\frac{1}{\varphi[\sigma]} \left[p - 3,82[\sigma]_{ac} \frac{n_{ac} f_{ac}}{(KD)^2} \left(1 - \frac{D_{ac}}{KD} \right) \right]}, \quad (12.27)$$

где D – расчетный диаметр трубной доски, принимается равным внутреннему диаметру корпуса теплообменника, если трубная доска приварена к корпусу или зажата между фланцами без пропуска болтов крепления фланцев через нее, и равным диаметру болтов крепления фланцев, если болты проходят через нее; K – коэффициент, учитывающий способ крепления трубной доски; $[\sigma]_{ac}$ – номинальное допускаемое напряжение материала анкерной связи; n_{ac} – число анкерных связей, принимается от одной до шести; f_{ac} – площадь сечения одной анкерной связи, определяется диаметром анкерной связи, который может быть от 20 до 100 мм; D_{ac} – диаметр окружности размещения анкерных связей, принимается $(0,4 \dots 0,6)D$. Коэффициент прочности трубной доски определяется по формуле $\varphi = C_1 - C_2 d_o/t$, где d_o – диаметр отверстий для труб; t – шаг между отверстиями; C_1, C_2 – коэффициенты, зависящие от

расположения трубок в трубной доске: при расположении по треугольнику $C_1 = 0,935$, $C_2 = 0,65$; по квадрату – $C_1 = 0,975$, $C_2 = 0,68$.

Диаметр болта анкерной связи определяется из расчета усилия на растяжение

$$d_{ac} = \sqrt{\frac{D_{вн}^2 P_p \varphi_{ac}}{n_{ac} [\sigma]_{ac}}}, \text{ м}, \quad (12.28)$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр корпуса теплообменника, м; P_p – давление нагреваемой среды, МПа; φ_{ac} – коэффициент, учитывающий долю нагрузки, приходящуюся на анкерные болты, в расчетах принимается ориентировочно из диапазона $\varphi_{ac} = 0,5 \dots 0,7$.

Если в формуле (12.27) величина под корнем в квадратных скобках получается отрицательной, что говорит о большом запасе по сечению и количеству анкерных связей, необходимо уменьшить либо диаметр, либо число анкерных связей.

Также необходимо учитывать, что из условий вальцовки труб минимальная толщина трубной доски определяется по формуле

$$S_{тд.мин} = 5 + 0,125 S d_n, \text{ мм}, \quad (12.29)$$

где d_n – наружный диаметр труб, мм.

Контрольные вопросы

1. Чем поверочный расчет на прочность отличается от конструкторского?
2. При каких параметрах теплоносителя требуется расчет на прочность стенки аппарата?
3. Что учитывают прибавки к расчетной толщине стенки?
4. Что понимают под расчетным давлением при расчете на прочность?
5. Что понимают под расчетной температурой при расчете на прочность?
6. Как определяют номинальное допускаемое напряжение?
7. Что понимают под коэффициентом прочности?
8. Когда необходимо укреплять отверстия в стенке аппарата?
9. Как укрепляют отверстия в стенке аппарата?
10. Как определяется коэффициент прочности для продольного ряда отверстий?

13. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ

13.1. Общие сведения

Тепловая изоляция должна обеспечивать безопасные условия эксплуатации и минимальные тепловые потери в окружающую среду.

В соответствии с [22] поверхность теплосилового оборудования с температурой теплоносителя выше 50 °С внутри помещений и выше 60 °С вне помещений должна иметь тепловую изоляцию. При температуре наружного воздуха плюс 25 °С температура на поверхности изоляции должна быть в пределах 45...48 °С в помещении и 60 °С на открытом воздухе. Конструкция тепловой изоляции фланцевых соединений, арматура трубопроводов и участков, подвергающихся периодическому контролю, должна быть съемной. Тепловая изоляция основных трубопроводов, а также трубопроводов диаметром 100 мм и более при теплоносителе выше 100 °С, участков поверхностей, находящихся вблизи маслопроводов, мазутопроводов и напротив их фланцевых соединений, вблизи кабельных линий, а также изоляции циклонов, сепараторов, баков запасного конденсата и деаэраторов, установленных снаружи, должна иметь металлические и другие водонепроницаемые негорючие покрытия.

Тепловая изоляция в зависимости от температуры теплоносителя может выполняться однослойной и многослойной. При многослойной изоляции внутренние слои выполняются из материалов стойких к высоким температурам.

В соответствии с требованиями ОСТ 108.271.28–81 и ОСТ 108.271.17–76 подогреватели должны поставляться в комплекте с деталями для крепления тепловой изоляции. На рис. 13.1, *а* приведена схема расположения на наружной поверхности подогревателя деталей для крепления тепловой изоляции. На рис. 13.1, *б* показаны типовые детали для крепления изоляции и способ их установки.

Теплоизоляционные материалы различают по структуре, форме, виду исходного сырья, объемной массе, сжимаемости, теплопроводности.

Минеральная вата представляет собой волокнистый материал, получаемый из силикатных расплавов (шлака, горных пород). Применяется для тепловой изоляции строительных конструкций, оборудования и трубопроводов, температура поверхности которых не превышает 600 °С. Из минеральной ваты применяются различные теплоизоляционные изделия: маты, плиты, скорлупы и сегменты на синтетическом или других связующих. Выпускают также прошивные минераловатные маты с обкладкой металлической сеткой или стеклохолстом.

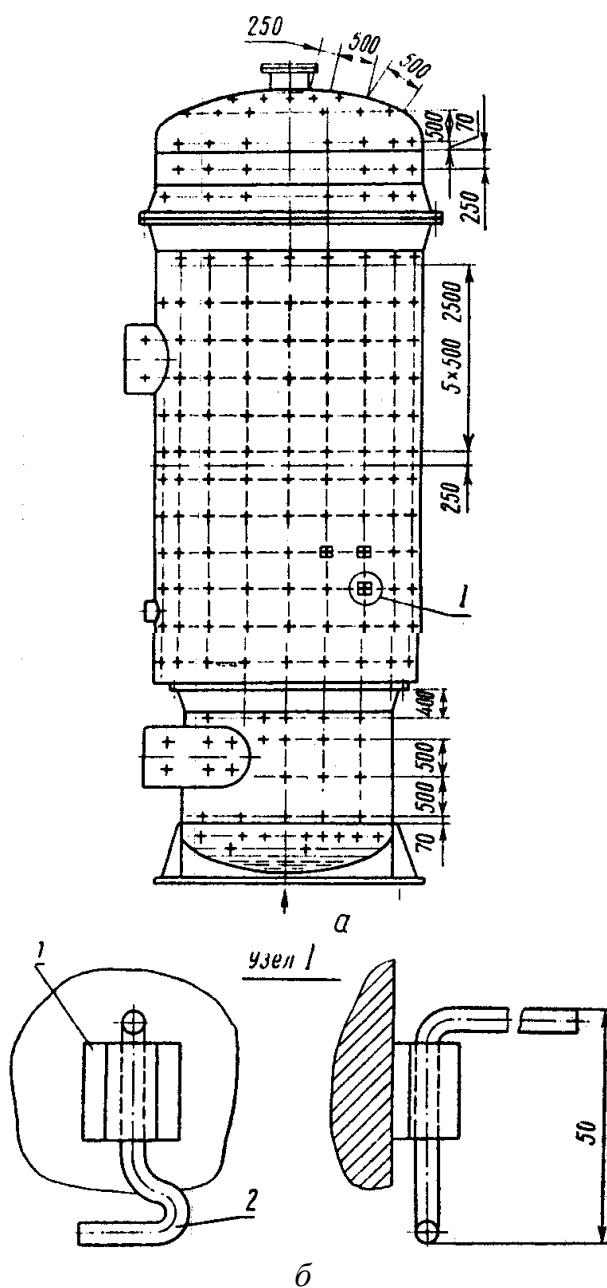


Рис. 13.1. Пример установки на корпус теплообменника деталей для крепления тепловой изоляции

Асбест хризотилловый – распущенный тонковолокнистый материал, широко применяемый как составляющая

сухих теплоизоляционных порошковых смесей и при получении различных теплоизоляционных изделий. В частности, из асбеста изготавливают шнуры трех типов: асбестовый, *асбопухшнур* и асбомагнезиальный. Асбестовый шнур и *асбопухшнур* применяют для тепловой изоляции трубопроводов с температурой поверхности не выше 220 °С, асбомагнезиальный шнур – для изоляции поверхности с температурой не выше 400 °С. *Асбопухшнур* изготавливают из прочесанных волокон асбеста и хлопка, сложенных вместе в сердечник и обвитых снаружи асбестовой нитью.

Перлитцементные изделия в виде плит, скорлуп и сегментов получают путем формования, твердения и сушки массы из вспученного перлитового песка, асбеста и цемента. Применяют для тепловой изоляции промышленного оборудования и трубопроводов, температура поверхности которых не превышает 600 °С.

Известково-кремнеземистые изделия изготавливают из извести, кремнеземистого материала и асбеста путем приготовления из этих компонентов тонкодисперсной массы, формования, автоклавной обработки, сушки и механической обработки. Применяют для тепловой изоляции сооружений, промышленного оборудования и трубопроводов, температура поверхности которых не выше 600 °С. Известково-кремнеземистые изделия выпускают в виде плит, скорлуп и цилиндров.

Диатомитовые изделия получают из смеси диатомита (осадочная порода из аморфного кремнезема) с выгорающими или порообразующими добавками путем смешения, формования, сушки и обжига. Применяют для тепловой изоляции промышленного оборудования и трубопроводов, температура поверхности которых не превышает 900 °С. Диатомитовые изделия изготавливают в виде кирпичей, блоков, скорлуп и сегментов.

Совелитовые изделия получают путем прессования и сушки смеси солей углекислого магния и углекислого кальция с асбестом. Применяют для тепловой изоляции промышленного оборудования и трубопроводов, температура поверхности которых не выше 500 °С. Совелитовые изделия изготавливают в виде плит и скорлуп.

Азбозурит – порошкообразный материал, представляющий смесь 15 % асбеста и 85 % диатомита; применяется при изготовлении мастик для изоляции горячих поверхностей с температурой до 900 °С, а также для защитных и уплотнительных штукатурок.

Некоторые характеристики наиболее часто применяемых теплоизоляционных материалов приведены в табл. 13.1, где t_T – средняя температура теплоизоляционного слоя, °С.

Таблица 13.1

Характеристики теплоизоляционных материалов

Теплоизоляционный материал	Плотность в конструкции, кг/м ³	Допустимая температура применения, °С	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
1	2	3	4
Маты и плиты из минеральной ваты марки 75 (на синтетической связке)	115	300	$0,043+0,00022t_T$
Маты минераловатные прошивные марки 100 (на металлической сетке)	102...132	600	$0,045+0,0002t_T$
Шнур минераловатный марки 250 (в металлической оплетке)	250	600	$0,058+0,000185t_T$
Асбопухшнур	100...160	220	$0,093+0,0002t_T$
Вулканитовые плиты марки 300	300	20...600	$0,074+0,00015t_T$

Окончание табл. 13.1

1	2	3	4
Диатомовые изделия марки 500	500	900	$0,116+0,00023t_T$
Известково-кремнеземистые изделия марки 200	200	20...600	$0,069+0,00015t_T$
Маты из базальтового волокна	100	700	$0,036+0,00018t_T$
Маты из каолинового волокна	135	1100	$0,042+0,0002t_T$
Перлитцементные изделия марки 300	300	20...600	$0,076+0,000185t_T$
Совелитовые изделия марки 350	350	500	$0,076+0,000185t_T$
Азбозурит мастичный	600	900	$0,14+0,00015t_T$

13.2. Расчет толщины тепловой изоляции по заданной температуре наружной поверхности

В этом случае изоляция служит как средство, предохраняющее персонал от ожогов при соприкосновении с горячей поверхностью.

Температуру наружной поверхности изоляции $t_{из}$ принимают равной [41]:

- 45 °С для изолируемых поверхностей, расположенных в закрытых помещениях;
- на открытом воздухе: 60 °С при штукатурном защитном покрытии; 50...55 °С при металлическом покрытии.

Исходными данными для расчета тепловой изоляции являются:

- а) температура теплоносителя;
- б) температура окружающего воздуха;
- в) температура поверхности изоляции;
- г) наружный диаметр изолируемого объекта.

Толщина теплоизоляционного слоя, обеспечивающая заданную температуру на поверхности однослойной изоляции, определяется:

- для плоских стенок и цилиндрических объектов диаметром 2 м и более:

$$\delta_{из} = \frac{\lambda_{из} (t_{ст} - t_{из})}{\alpha_n (t_{из} - t_{ос})}; \quad (13.1)$$

- для цилиндрических объектов с диаметром менее 2 м:

$$\frac{d_{из}}{d_{нар}} \ln \frac{d_{из}}{d_{нар}} = \frac{2\lambda_{из} (t_{ст} - t_{из})}{\alpha_n d_{нар} (t_{из} - t_{ос})}. \quad (13.2)$$

Для многослойных поверхностей толщина изоляции может быть определена из совместного решения уравнений теплопроводности для внутреннего и наружного слоев и уравнения теплоотдачи:

- для плоских стенок и цилиндрических поверхностей диаметром 2 м и более:

$$\delta_{из1} = \frac{\lambda_{из1} (t_{ст} - t_{12})}{q}; \quad (13.3)$$

$$\delta_{из2} = \frac{\lambda_{из2} (t_{12} - t_{из})}{q}; \quad (13.4)$$

$$q = \alpha_n (t_{из} - t_{oc}); \quad (13.5)$$

- для цилиндрических объектов с диаметром менее 2 м:

$$\ln \frac{d_{12}}{d_{нар}} = \frac{2\pi\lambda_{из1}(t_{ст} - t_{12})}{q_L}; \quad (13.6)$$

$$\ln \frac{d_{из}}{d_{12}} = \frac{2\pi\lambda_{из2}(t_{12} - t_{из})}{q_L}; \quad (13.7)$$

$$q_L = \pi d_{из} \alpha_n (t_{из} - t_{oc}). \quad (13.8)$$

В этих уравнениях:

$\delta_{изi}$ – толщина i -го слоя изоляции, м;

$d_{нар}, d_{12}, d_{из}$ – диаметры: наружный, первого слоя и наружной поверхности изоляции, м;

$t_{ст}$ – температура изолируемой поверхности объекта, °С. В практических расчетах принимается равной температуре теплоносителя $t_{ст} = t_{тн}$;

$t_{из}$ – температура наружной поверхности изоляции, °С;

t_{12} – температура между внутренним и наружным изоляционными слоями, °С;

t_{oc} – температура окружающей среды, °С;

$\lambda_{изi}$ – коэффициент теплопроводность i -го слоя изоляции, Вт/(м·К). Определяется по табл. 13.1 в зависимости от выбранного материала и средней температуры изоляционного слоя;

α_n – коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающей среде, Вт/(м²·К). Величина коэффициента теплоотдачи α_n в большинстве случаев не имеет определяющего значения и может быть принята приближенно 6...12 Вт/(м²·К) при установке оборудования в помещении и 6...35 Вт/(м²·К) на открытом воздухе.

Более точно величина α_n определяется как сумма двух слагаемых – коэффициента теплоотдачи конвекцией α_k и коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_{л}. \quad (13.9)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией объектов, расположенных в помещениях, пользуются формулами:

- при $\Delta t^3 > 9,8 \cdot 10^{-2}$

$$\alpha_k = 1,43 \sqrt[3]{\Delta t}; \quad (13.10)$$

- при $9,8 \cdot 10^{-2} \geq \Delta t$ $d_{\text{нар}}^3 > 6,49 \cdot 10^{-6}$

$$\alpha_k = 1,18 \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{d_{\text{нар}}}}, \quad (13.11)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К); $\Delta t = t_{\text{из}} - t_{\text{ос}}$ – разность температур теплоотдающей поверхности и окружающего воздуха, °С.

На открытом воздухе наличие ветра увеличивает теплоотдачу конвекцией. Влияние скорости ветра ω_v в расчетах тепловой изоляции учитывается следующими формулами:

- для плоской стенки с размером поверхности L в направлении ветра

$$\alpha_k = \left(5,92 - 1,51 \frac{t_{\text{ос}}}{100} \right) \frac{\omega_v^{0,8}}{L^{0,2}}; \quad (13.12)$$

- для трубопроводов диаметром $d_{\text{нар}}$ с изоляцией

$$\alpha_k = 3,89 \frac{\omega_v^{0,6}}{d_{\text{нар}}^{0,4}}. \quad (13.13)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением α_l определяется по формуле

$$\alpha_l = \frac{C_1 \left[\left(\frac{T_{\text{из}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ос}}}{100} \right)^4 \right]}{(t_{\text{из}} - t_{\text{ос}})}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (13.14)$$

где $T_{\text{из}}$ – температура теплоизоляционной поверхности, К; $T_{\text{ос}}$ – температура окружающего воздуха, К; C_1 – коэффициент излучения, Вт/(м²·К). Для различных покрывных материалов значения коэффициента C_1 приведены в табл. 13.2.

Таблица 13.2

Значения коэффициента излучения C_1

Материал	Состояние поверхности	Коэффициент излучения, Вт/(м ² ·К ⁴)
Алюминий листовой, фольга	полированная	0,35*
Дюраль технический	—	2,1
Лак: – алюминиевый; – черный	— блестящая	2,3 5,0
Краски масляные	—	5,2
Толь	—	5,2
Штукатурка без окраски	—	5,1
Сталь: – листовая; – оцинковая	окисленная матовая	4,6 1,6

* – в условиях эксплуатации алюминий покрывается оксидной пленкой и коэффициент излучения возрастает до 1...1,5 Вт/(м²·К⁴).

При расчете цилиндрических объектов следует задаться толщиной соответствующего слоя изоляции. В случае существенной разницы между заданным и найденным значением расчет повторяют с применением уточненного значения $d_{из}$. При этом температура на поверхности любого слоя не должна превышать максимальной температуры применяемого материала.

Расчет многослойной изоляции ведется последовательно от внутренних слоев к наружным по формулам (13.3) – (13.8).

Минимальная толщина изоляции определяется номинальной толщиной применяемых теплоизоляционных изделий [41].

Рассчитанная суммарная толщина изоляции не должна превышать предельных значений (табл. 13.3).

Таблица 13.3

Предельная толщина изоляционного слоя трубопроводов
«воздушной» прокладки и прокладки в непроходных каналах

Трубопровод «воздушной» прокладки		Трубопровод прокладки в непроходных каналах	
диаметр условного прохода, мм	предельная толщина изоляционного слоя, мм	диаметр условного прохода, мм	предельная толщина изоляционного слоя, мм
10	40	25	70
25	60	50	80
40	80	100	90
50	100	200	100
100	150	300	100

150	160	400	100
200	180	500	120
250	180	600	120
300	190	700	120
350	200	800	120
400	200	900	120
500 и более	210	1000	120

Контрольные вопросы

1. Для чего оборудование и трубопроводы покрывают тепловой изоляцией?
2. Какие материалы применяются в качестве тепловой изоляции?
3. От чего зависит коэффициент теплопроводности тепловой изоляции?
4. Какие параметры являются исходными для расчета толщины тепловой изоляции?
5. Когда толщину тепловой изоляции можно определять по формуле плоской стенки?
6. Какие параметры определяют коэффициент теплоотдачи конвекцией?
7. Какие параметры определяют коэффициент теплоотдачи излучением?
8. Когда применяют многослойную тепловую изоляцию?
9. Как производят расчет многослойной тепловой изоляции?
10. Как определяется минимальная толщина тепловой изоляции?
11. Для чего тепловую изоляцию закрывают покрывным материалом?
12. Почему температура наружной поверхности тепловой изоляции вне помещений допускается выше, чем внутри?
13. Как влияет скорость ветра на толщину тепловой изоляции?
14. Как влияет коэффициент излучения покрывного материала на толщину тепловой изоляции?

14. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

Тип, характеристика и количество единиц вспомогательного оборудования принимается к установке на ТЭС в соответствии с [22].

Производительность и число регенеративных подогревателей для питательной воды и основного конденсата определяются числом имеющихся у турбин для этих целей отборов пара. Каждому отбору пара должен соответствовать один корпус подогревателя (за исключение деаэраторов). Для блоков мощностью 800 МВт и более подогреватели высокого давления допускается выполнять в двух корпусах.

Регенеративные подогреватели низкого давления, как правило, должны выбираться смешивающего типа. Число их должно определяться технико-экономическим обоснованием.

Основные подогреватели сетевой воды на ТЭЦ выбираются по номинальной величине тепловой мощности теплофикационных отборов.

Эти подогреватели устанавливаются индивидуально у каждой турбины без резерва. Подогрев сетевой воды в основных сетевых подогревателях выполняется преимущественно в двух ступенях.

В целях использования паровой мощности котлов и производственных отборов турбин типа ПТ и Р допускается установка резервных пиковых сетевых подогревателей суммарной теплопроизводительностью не более 25 % от расчетной тепловой нагрузки ТЭЦ в горячей воде.

На ГРЭС подогреватели сетевой воды устанавливаются не менее чем на двух блоках. При выходе из работы одной из установок сетевых подогревателей оставшиеся должны обеспечить 70 % максимальной тепловой нагрузки.

Суммарная производительность деаэраторов питательной воды выбирается по ее максимальному расходу. На каждый блок устанавливается по возможности один деаэратор. На неблочных электростанциях должна обеспечиваться возможность ремонта любого деаэратора при работе остальных. Суммарный запас питательной воды в баках основных деаэраторов должен обеспечивать работу блочных электростанций в течение не менее 3,5 минут и для неблочных – 7 минут. На ТЭЦ с большими добавками воды в цикл в качестве первой ступени деаэрации, как правило, должны применяться вакуумные деаэраторы.

Применение испарителей взамен обессоливания допускается при технико-экономическом обосновании целесообразности такого решения, а также при наличии в исходной воде специфических органических соединений, которые не могут в должной мере удаляться при коагуляции и известковании.

На электростанциях при восполнении потерь питательной воды дистиллятом испарителей последние, независимо от типа применяемых котлов, дополняются общестанционной испарительной или обессоливающей установкой. Расчетную производительность обессоливающей или испарительной установки для конденсационных электростанций и отопительных ТЭЦ следует принимать равной 2 % паропроизводительности устанавливаемых котлов. Производительность общестанционной испарительной установки или величина дополнительной производительности обессоливающей установки (сверх 2 %) принимается: для электростанций с прямоточными котлами: при мощности блока 200...300 МВт – 25 т/ч, 500 МВт – 50 т/ч, 800 МВт – 75 т/ч; для электростанций с барабанными котлами – 25 т/ч.

Количество и производительность питательных насосов должны соответствовать нижеследующим нормам.

Для электростанций с блочными схемами:

- производительность питательных насосов определяется максимальными расходами питательной воды на питание котлов с запасом не менее 5 %;

- на блоках с давлением пара 13 МПа на каждый блок устанавливается, как правило, один питательный насос производительностью 100 %, на складе предусматривается один резервный насос для всей электростанции. Питательные насосы принимаются с электроприводами и гидромуфтами; при соответствующем обосновании допускается применение турбопривода;

- на блоках с закритическим давлением пара устанавливаются питательные насосы с турбоприводами, один производительностью 100 % или два по 50 %; при установке на блок одного турбонасоса производительностью 100 % дополнительно устанавливается насос с электроприводом и гидромуфтой производительностью 30...50 %. При установке на блок двух турбонасосов производительностью по 50 % насос с электроприводом не устанавливается, к турбонасосам предусматривается резервный подвод пара.

Для электростанций с общими питательными трубопроводами:

- на электростанциях, включенных в энергосистемы, суммарная производительность всех питательных насосов должна быть такой, чтобы в случае останова любого из них оставшиеся обеспечивали номинальную производительность всех установленных котлов. Резервный питательный насос на ТЭЦ не устанавливается, а предусматривается на складе один питательный насос для всей электростанции (на каждый тип установленных насосов);

- на электростанциях, не включенных в энергосистемы, суммарная производительность питательных насосов должна обеспечивать работу всех установленных котлов при номинальной паропроизводительности, кроме того, должны устанавливаться не менее двух резервных питательных насосов с паровым приводом или электроприводом, имеющим независимое питание;

- допускается применение турбонасосов в качестве основных питательных насосов, с установкой по крайней мере одного питательного насоса с электроприводом для пуска электростанции с нуля.

Конденсатные насосы выбирают с резервом в минимальном количестве – два насоса 100%-й производительностью или три по 50 %. Для турбин с блочной обессоливающей установкой (БОУ) устанавливают две ступени конденсатных насосов: первая после конденсатора с небольшим напором и вторая после БОУ с полным.

После смешивающих ПНД, которые komponуются без создания гидростатического подпора для перекачки конденсата, требуется установка перекачивающих насосов, выбираемых с резервом.

Дренажные (сливные) насосы регенеративных подогревателей устанавливают без резерва с применением резервной линии каскадного слива дренажа в конденсатор.

Насосы системы теплофикации выбираются следующим образом:

- сетевые насосы принимаются как групповые (не привязанные к турбоустановкам), так и индивидуальные;
- при групповой установке трех и менее рабочих сетевых насосов дополнительно устанавливается один резервный насос, при установке четырех рабочих сетевых насосов и более резервные насосы не устанавливаются;
- при установке сетевых насосов индивидуально у турбин число рабочих насосов принимается по два у каждой турбины производительностью по 50 % каждый, при этом на складе предусматривается один резервный сетевой насос для всей электростанции или один на каждый тип сетевых насосов;
- конденсатные насосы сетевых подогревателей при двухступенчатом подогреве выбираются с резервным насосом на первой ступени подогрева, при одноступенчатом подогреве устанавливается два конденсатных насоса без резерва;
- подпиточные насосы принимаются при закрытых системах не менее двух насосов и при открытых системах – не менее трех насосов, в том числе один резервный насос.

При проектировании блочных электростанций установку циркуляционных насосов, как правило, следует предусматривать в блочных насосных станциях. На каждый корпус или поток конденсатора устанавливается один насос, при этом число насосов на турбину должно быть не менее двух, а их суммарная подача должна быть равна расчетному расходу охлаждающей воды на блок.

При проектировании неблочных электростанций установку циркуляционных насосов следует предусматривать в центральных насосных станциях или в главном корпусе. Число циркуляционных насосов в центральных насосных станциях следует принимать не менее четырех с суммарной подачей, равной расчетному расходу охлаждающей воды без резерва. Установка резервного насоса предусматривается только при водоснабжении морской водой.

Характеристика дымососов и дутьевых вентиляторов выбирается с учетом запасов против расчетных величин: 10 % по производительности и 20 % по напору для дымососов и для вентиляторов по напору 15 %.

При номинальной нагрузке котла дымососы должны работать с КПД не ниже 90 %, а вентиляторы – не ниже 95 % максимального значения.

При установке на котел двух дымососов и двух дутьевых вентиляторов производительность каждого из них выбирается по 50 %. Для котлов на тощих углях в случае работы одного дымососа или одного дутьевого вентилятора должна быть обеспечена нагрузка котла не менее 70 %.

Для котлов паропроизводительностью 500 т/ч и менее, а также для каждого котла дубль-блока устанавливаются один дымосос и один вентилятор, установка двух дымососов и двух вентиляторов допускается только при соответствующем обосновании.

В качестве золоуловителей на электростанциях, как правило, применяются:

- для очистки газов со степенью выше 97 % – электрофильтры;
- для очистки газов со степенью 95...97 % – мокрые золоуловители типа МС-ВТИ и МВ-УООР ГРЭС. При невозможности применения мокрых аппаратов устанавливаются электрофильтры со степенью очистки не менее 98 %;
- для очистки газов со степенью 93...95 % – батарейные циклоны типа БЦУ-М или БЦРН.

Применение золоуловителей других типов допускается при соответствующем обосновании.

Контрольные вопросы

1. Как определяется производительность и число регенеративных подогревателей для питательной воды и основного конденсата?
2. Как выбираются основные подогреватели сетевой воды на ТЭЦ?
3. Как выбираются подогреватели сетевой воды на ГРЭС?
4. Как выбираются деаэраторы питательной воды?
5. Когда на ТЭС применяют испарители вместо обессоливания?
6. Каким нормам должны соответствовать количество и производительность питательных насосов на ТЭС?
7. Как выбирают конденсатные насосы на ТЭС?
8. Как выбирают сетевые насосы на ТЭС?
9. Как выбирают циркуляционные насосы на ТЭС?
10. Как выбирают дутьевые вентиляторы и дымососы на ТЭС?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арсеньев Г.В., Белоусов В.П., Дранченко А.А. и др. Тепловое оборудование и тепловые сети: учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 399 с.
2. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
3. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок: учеб. пособие. – М.: Энергия, 1970. – 568 с.
4. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 365 с.
5. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. – М.: Машгиз, 1959. – 428 с.
6. Беспалов В.И., Беспалова С.У., Вагнер М.А. Природоохранные технологии на ТЭС: учеб. пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2007. – 240 с.
7. Благов Э.И., Иваницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.
8. Бойко Е.А. Тепловые электрические станции (расчет и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов ТЭС): учеб. пособие. – Красноярск: Изд-во ИПЦ КГТУ, 2006. – 92 с.
9. Бродов Ю.М., Ниринштейн М.А. Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учеб. пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГТУ, 2001. – 373 с.
10. Быстрицкий Г.Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 304 с.
11. ГОСТ 14249–89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность узлов и деталей. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 79 с.
12. Елизаров Д.П. Паропроводы тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1980. – 86 с.
13. Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 264 с.
14. Ермолов В.Ф., Пермяков В.А., Ефимочкин Г.И., Вербицкий В.Л. Смешивающие подогреватели паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 208 с.
15. Ефимочкин Г.И. Бездеаэраторные схемы паротурбинных установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.
16. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
17. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. – М.: Высш. шк., 1986. – 448 с.
18. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Энергетические насосы: справочное пособие. – М.: Энергоиздат, 1981. – 199 с.
19. Марушкин В.М., Иващенко С.С., Вакуленко Б.Ф. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 136 с.
20. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС: учеб. пособие для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 260 с.
21. Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. РД 10-249–98. – СПб.: Изд-во ДЕАН, 2002. – 384 с.

22. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. – М.: ВНТП, 1981. – 80 с.
23. Новодережкин Р.А. Насосные станции систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 264 с.
24. Никитина Н.К. Справочник по трубопроводам тепловых электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
25. Оликер И.И., Пермяков В.А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях. – Л.: Энергия, 1971. – 185 с.
26. Правила технической эксплуатации электрических станций и тепловых сетей. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 288 с.
27. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / под ред. А.В. Клименко; В.М. Зорина. – 4-е изд., стер. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 630 с.
28. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
29. Рихтер Л.А., Елизаров Д.В., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
30. РТМ 108.271.23–84. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. – М.: Министерство энергетического машиностроения, 1987. – 215 с.
31. РТМ 108.030.21–78. Расчет и проектирование термических деаэраторов. – М.: НПО ЦКТИ, 1979. – 130 с.
32. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
33. Рудомино Б.В., Ремжин Ю.Н. Проектирование трубопроводов тепловых электростанций. – Л.: Энергия, 1970. – 208 с.
34. Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочная книжка энергетика. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 568 с.
35. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 472 с.
36. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 408 с.
37. Стерман Л. С., Покровский В. Н. Физические и химические методы обработки воды на ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 328 с.
38. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 4-е изд., стер. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 561 с.
39. Тепловые и атомные электростанции: справочник / под ред. А.В. Клименко; В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 648 с.
40. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: справочник / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 4-е изд., стер. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 528 с.
41. Тепловая изоляция: справочник / под ред. Г.Ф. Кузнецова. – М.: Стройиздат, 1973. – 439 с.
42. Теплообменное оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог в 2-х частях. – М.: НИИЭнформэнергомаш, 1984. – 287 с.
43. Хижняков С.В. Практические расчеты тепловой изоляции. – М.: Энергия, 1976. – 200 с.
44. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры: учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1972. – 344 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Параметры поверхностных подогревателей системы регенерации паротурбинных установок

Таблица П1.1

Поверхностные подогреватели высокого давления системы регенерации паротурбинных установок

Типоразмер	F , м ²	F_{OP} , м ²	F_{OK} , м ²	$G_{B.H.}$, кг/с	Q_p , МВт	$t_{п.м.}$, °С	ΔP_B , МПа	H , м	D_K , м	M_c , т	$M_{п.}$, т
ПВ-425-23-1,3	425	42	63	138,8	10,4	450	0,25	7390	1732	26,5	40,2
ПВ-425-23-2,5	425	42	63	152,8	13,0	530	0,25	6543	1740	28,3	42,0
ПВ-425-23-3,7	425	42	63	152,8	9,8	500	0,25	7390	1760	32,1	45,7
ПВ-475-23-5,0	477	83	42	166,7	14,5	416	0,42	8000	1772	38,1	53,5
ПВ-550-24-1,7	553	—	—	95,5	—	461	0,106	8500	1732	32,0	48,0
ПВ-550-24-3,5	553	—	—	90,0	—	357	0,098	8500	1760	37,8	53,8
ПВ-775-26,5-1,3	775	82,5	92,8	194,4	14,4	449	0,25	9300	2244	56,7	85,6
ПВ-775-26,5-3,1	775	72,4	92,8	194,4	23,8	341	0,24	9300	2260	54,8	83,6
ПВ-775-26,5-4,5	775	82,5	41,4	194,4	15,3	392	0,24	9300	2290	63,5	93,5
ПВ-760-23-1,4	760	84,5	95,0	236,1	21,0	500	0,15	8800	2280	60,7	88,3
ПВ-800-23-2,1	800	84,5	63,4	236,1	20,6	500	0,11	8800	2280	68,4	90,3
ПВ-800-23-3,2	800	84,5	31,7	236,1	16,4	475	0,12	8800	2280	62,7	90,0
ПВ-850-28,5-1,2	908	104,0	65,0	215,0	11,5	394	0,41	8910	2480	79,2	108,4
ПВ-850-28,5-1,8	908	117,0	104,0	215,0	10,8	447	0,48	8910	2480	79,0	108,3
ПВ-900-38-1,8	992	101,0	152,0	263,9	20,1	475	0,14	8860	2464	71,0	101,3

Окончание табл. П1.1

Типоразмер	F , м ²	$F_{\text{ОП}}$, м ²	$F_{\text{ОК}}$, м ²	$G_{\text{в.н}}$, кг/с	Q_p , МВт	$t_{\text{п.м}}$, °С	$\Delta P_{\text{в}}$, МПа	H , м	$D_{\text{к}}$, м	$M_{\text{с}}$, т	$M_{\text{п}}$, т
ПВ-900-38-6,6	980	101,0	75,0	263,9	19,1	390	0,14	8860	2520	88,3	119,0
ПВ-1100-28,5-3,8	1104	142,0	80,0	215,0	28,9	350	0,46	8980	2690	94,6	131,4
ПВ-1200-38-4,3	1203	125,0	188,0	263,9	34,7	335	0,18	8860	2680	92,1	127,1
ПВ-1250-38-2,1	1300	124,7	187,0	286,1	31,0	424	0,10	9830	2664	100,3	139,9
ПВ-1550-38-7,0	1558	152,0	152,0	286,1	30,8	363	0,11	10000	2960	159,3	222,3
ПВ-1600-38-1,7	1560	92,5	222,0	386,1	18,0	441	0,24	10470	2860	125,2	173,0
ПВ-1600-38-6,6	1650	111,0	92,5	386,1	36,1	350	0,24	10470	2940	153,1	201,3
ПВ-1700-38-5,1	1678	134,0	201,0	286,1	52,5	308	0,24	9400	3112	140,4	188,9
ПВ-2000-38-4,0	2135	87,0	185,0	386,1	36,1	290	0,24	10470	3110	141,7	199,0
ПВ-2100-38-1,7	2100	314,0	261,0	473,6	38,7	432	0,4	10650	3272	153,7	221,0
ПВ-1900-38-4,4	1898	202,0	261,0	451,4	–	304	0,46	9715	3312	160,7	243,7
ПВ-1900-38-6,1	2100	314,0	139,2	417,8	37,8	347	0,33	10650	3360	204,9	272,4
ПВ-2500-38-1,7	2505	235,0	250,0	508,0	49,5	450	0,32	13750	3272	200,5	293,0
ПВ-2500-38-3,7	2531	141,0	270,0	508,0	68,4	295	0,25	13750	3310	228,2	319,2
ПВ-2500-38-6,1	2579	188,0	121,0	508,0	59,2	355	0,25	13750	3360	280,0	371,3
ПВ-1600-9,2-1,5-2А	1548	–	332,0	405,6	32,5	188,6	0,2	10600	2672	93,0	138,0
ПВ-1600-9,2-2,0-2А	1548	–	332,0	405,6	26,4	207,9	0,2	10600	2672	92,8	137,9
ПВ-1600-9,2-3,0-2А	1548	–	332,0	405,6	26,8	227,3	0,2	10600	2672	92,7	137,7
ПВ-2500-9,7-1,0А	2500	–	364,0	908,0	161,0	184,7	0,2	14090	3272	159,7	254,7
ПВ-2500-9,7-1,8А	2500	–	364,0	908,0	182,0	216,0	0,2	14090	3272	159,7	254,6
ПВ-2500-9,7-2,8А	2500	–	364,0	908,0	204,0	230,9	0,2	14090	3300	175,6	270,6

где F – полная площадь поверхности теплообмена; $F_{\text{ОП}}$ – площадь поверхности теплообмена охладителя пара; $F_{\text{ОК}}$ – площадь поверхности теплообмена охладителя конденсата; $G_{\text{в.н}}$ – номинальный расход воды; Q_p – расчетный тепловой поток; $t_{\text{п.м}}$ – максимальная температура пара; $\Delta P_{\text{в}}$ – гидравлическое сопротивление по воде; H – высота подогревателя; $D_{\text{к}}$ – диаметр корпуса; $M_{\text{с}}$ – масса сухого подогревателя; $M_{\text{п}}$ – масса заполненного водой подогревателя.

Таблица П1.2

Поверхностные подогреватели низкого давления системы регенерации паротурбинных установок

Типоразмер	F , м ²	$G_{в.н.}$, кг/с	Q_p , МВт	$t_{п.м.}$, °C	$\Delta P_{в.}$, МПа	H , м	D_k , м	M_c , т	$M_{п.}$, т
ПН-100-1,6-0,4-IIIсв	100	72,2	1,6	240	0,03	3645	1020	3,4	5,6
ПН-130-1,6-1,0-II	130	63,9	7,3	400	0,09	4680	1020	3,9	7,0
ПН-200-1,6-0,7-I	200	97,2	10,2	240	0,07	4820	1224	6,0	10,6
ПН-200-1,6-0,7-II	200	97,2	10,2	240	0,07	4500	1224	5,2	9,6
ПН-250-1,6-0,7-IIсв	250	111,1	11,6	425	0,042	5588	1224	6,7	12,1
ПН-250-1,6-0,7-IIIсв	250	111,1	11,6	400	0,1	5275	1224	6,8	11,7
ПН-350-1,6-0,7-I	352 (24 ОП)	159,7	24,0	400	0,05	5827	1424	10,2	17,6
ПН-350-1,6-0,7-II	351 (29 ОК)	159,7	17,1	400	0,05	5827	1424	10,8	17,4
ПН-350-1,6-0,7-III	350	136,1	24,3	400	0,0495	5827	1424	10,4	17,8
ПН-400-2,6-0,7-I	478 (98 ОП)	208,3	20,9	400	0,1	6043	1624	13,7	23,4
ПН-400-2,6-0,7-II	400	208,3	26,7	400	0,045	5655	1624	12,3	21,9
ПН-400-2,6-0,2-IV	400	208,3	15,7	300	0,045	5655	1624	12,5	21,1
ПН-400-2,6-0,8-V	400	208,3	26,8	400	0,045	5655	1624	12,3	23,8
ПН-550-2,6-0,7-Iнж	580	216,7	23,8	370	0,051	6450	1632	18,2	31,8
ПН-550-2,6-0,7-IIнж	580 (28 ОК)	216,7	23,3	320	0,051	6730	1632	19,0	33,1
ПН-550-2,6-0,7-IIIнж	580	183,3	31,6	320	0,041	6450	1632	18,3	32,0
ПН-550-2,6-0,2-IVнж	580	183,3	19,4	223	0,041	6450	1632	18,2	32,0
ПН-850-2,5-0,6-I	857 (135 ОП)	363,9	32,8	350	0,125	7870	1832	25,0	50,0
ПН-1100-2,5-0,6-I	1017 (161 ОП; 98 ОК)	363,9	43,5	350	0,113	7950	2040	35,0	60,0
ПН-1100-2,3-0,5-IIнж	1022	336,1	43,5	350	0,05	7750	2040	31,0	52,3
ПН-1100-2,3-0,5-IIIнж	1165	336,1	43,5	350	0,05	7750	2040	30,5	52,1
ПН-1900-3,2-0,7-I	1940	538,9	65,5	310	0,065	8970	2650	48,4	90,3

Типоразмер	F , м ²	$G_{в.н.}$, кг/с	Q_p , МВт	$t_{п.м.}$, °С	$\Delta P_{в.}$, МПа	H , м	D_k , м	M_c , т	$M_{п.}$, т
ПН-1900-3,2-0,7-II	1940	538,0	69,9	310	0,069	8970	2650	49,4	91,3
ПН-2300-2,5-0,7-I	2396 (350 ОК)	789,4	79,4	280	0,089	8800	2852	61,3	108,0
ПН-2300-2,5-0,7-II	2300 (405 ОП; 195 ОК)	789,4	74,1	220	0,118	9150	2852	60,7	105,9
ПН-2300-2,5-0,7-III	2395	789,4	70,9	150	0,089	8800	2852	61,7	108,4
ПН-2300-2,5-0,7-IV	2395	673,6	70,9	200	0,07	9455	2852	61,8	82,7
ПН-2300-2,5-0,7-V	2398	673,6	78,1	200	0,074	9455	2852	61,3	82,1
ПН-800-2,9-0,7-IA	750	208,3	20,9	200	0,041	7500	1832	22,7	40,3
ПН-800-2,9-0,7-IIA	800	216,7	36,3	200	0,036	7515	1824	19,9	36,1
ПН-800-2,9-0,7-IIIA	800	263,9	22,2	200	0,045	7515	1824	19,6	35,9
ПН-950-4,2-0,8A	950	350,0	22,9	170	0,0147	9325	2035	36,1	70,7
ПН-1200-2,5-0,6-IA	1180	311,4	34,7	200	0,04	9640	2050	47,5	81,0
ПН-1200-4,2-0,4-IA	1200	422,5	37,9	150	0,0216	10450	2632	46,5	70,0
ПН-1800-4,2-0,8-IA	1800	700,0	45,1	170	0,059	9430	2632	62,5	114,0
ПН-1900-4,2-0,8-IA	1900	733,9	118,3	145	0,021	10280	3264	68,9	95,0
ПН-1900-4,2-1,3-IIIA	1900	818,6	89,8	190	0,025	10280	3280	69,4	95,0
ПН-3000-2,5-1,6-IIIA	3000	1112,5	176,5	200	0,0316	10542	3060	98,9	165,0
ПН-3000-2,5-1,6-IVA	3000	1448,3	115,8	200	0,0495	10542	3060	99,3	165,0
ПН-3200-3,0-1,6-IA	3200	1082,2	90,2	200	0,0284	11000	3480	121,2	200,0
ПН-3200-3,0-1,6-IIA	3200	1430,6	123,3	200	0,056	11000	3480	121,3	200,0

где F – полная площадь поверхности теплообмена; $G_{в.н.}$ – номинальный расход воды; Q_p – расчетный тепловой поток; $t_{п.м.}$ – максимальная температура пара; $\Delta P_{в.}$ – гидравлическое сопротивление по воде; H – высота подогревателя; D_k – диаметр корпуса; M_c – масса сухого подогревателя; $M_{п.}$ – масса заполненного водой подогревателя; ОП – охладитель пара; ОК – охладитель конденсата.

Приложение 2

Размеры и параметры сетевых подогревателей

Таблица П2.1

Размеры и параметры основных сетевых подогревателей

Типоразмер	N , —	L , мм	d , мм	S , мм	Z , —	$F_{в}$, м ²	H_a , м	$G_{в}$, т/ч	$P_{в}$, бар	$P_{п}$, бар	t_1 , °С	t_2 , °С	Q , Гкал/ч	Δp , м вод. ст.
БО-90м	488	3170	19	0,75	4	0,0297	1,45	250	15	3,5	70	110	10	8,8
БО-130м	708	3166	19	0,75	4	0,0426	1,45	380	15	3,5	70	110	15,2	9,9
БО-200м	1018	3410	19	0,75	4	0,0613	1,67	550	15	3,5	70	110	22	10,2
ПСВ-200-3-23	1020	3410	19	1	4	0,0577	1,33	400	24	4,0	70	115	18	6,3
ПСВ-200-3-23	1020	3410	19	1	2	0,1154	1,33	800	24	4,0	70	100	24	3,2
ПСВ-315-3-23	1212	4545	19	1	2	0,1380	1,20	1130	24	4	70	105	39,5	5,0
БО-350м	1320	4545	19	0,75	4	0,0792	1,61	700	15	3,5	70	115	31,5	11,3
БО-350м	1320	4545	19	0,75	2	0,1580	1,61	1400	15	3,5	70	100	42	5,7
ПСВ-500-3-23	1930	4545	19	1	2	0,2190	1,23	1500	24	4	70	110	60	3,6
БО-550-3м	2092	4545	19	0,75	4	0,1251	1,8	1100	15	3,5	70	115	49,5	11,1
БО-550-3м	2092	4545	19	0,75	2	0,2502	1,8	2200	15	3,5	70	100	66,0	5,6
ПСГ-800-3-8	2300	4600	24	1	4	0,2185	—	1250	9	4,0	70	115	56,2	4,4
ПСГ-1300-3-8	3440	5000	24	1	4	0,3270	—	2000	9	4	70	115	90,0	5,1
БГ-1300	2220	8000	24	1	2	0,4220	—	3000	15	3,5	70	105	105,0	4,4
БВ-1350	3142	6000	24	1	2	0,5980	—	3000	15	3,5	70	110	120,0	2,1
ПСГ-2300-3-8	4999	6080	24	1	4	0,4750	—	3500	9	4	70	115	157,5	8,0
ПСГ-2300-3-8	4999	6080	24	1	2	0,9500	—	5000	9	4	70	105	175,0	2,2
ПСГ-5000-2,5-8	7208	9000	25	1	4	0,7482	—	6000	9	3,5	70	120	300,0	11,3

Таблица П2.2

Размеры и параметры пиковых сетевых подогревателей

Типоразмер	N —	L , мм	d , мм	S , мм	Z , —	F_B , м ²	H_a , м	G_B , т/ч	P_B , МПа	$P_{п}$, МПа	t_1 , °С	t_2 , °С	Q , Гкал/ч	Δp , м вод. ст.
БП-90м	488	3170	19	0,75	2	0,0594	1,45	500	1,5	0,6	100	125	12,5	4,5
ПСВ-90-7-15	456	3410	19	1	4	0,0259	1,31	175	1,6	0,8	70	150	14,0	5,8
ПСВ-90-7-15	456	3410	19	1	2	0,0518	1,31	350	1,6	0,8	70	130	21,0	3,0
ПСВ-125-7-15	640	3410	19	1	4	0,0362	1,31	250	1,6	8,0	70	150	20,0	6,1
ПСВ-125-7-15	640	3410	19	1	2	0,0724	1,31	500	1,6	8,0	70	130	30,0	3,1
БП-200м	1018	3410	19	0,75	2	0,1225	1,67	1100	1,5	8,0	100	130	33,0	5,1
БП-200у	1018	3410	19	0,75	2	0,1225	1,67	1100	1,5	14,0	100	150	55,0	5,1
ПСВ-200-7-15	1020	3410	19	1	4	0,0577	1,33	400	1,6	8,0	70	150	32,0	6,1
ПСВ-200-7-15	1020	3410	19	1	2	0,1154	1,33	800	1,6	8,0	70	125	44,0	3,1
ПСВ-200-14-23	1020	3410	19	1	4	0,0577	1,33	400	2,4	15,0	100	170	28,0	6,1
ПСВ-200-14-23	1020	3410	19	1	2	0,1154	1,33	800	2,4	15,0	100	155	44,0	3,1
БП-300-2м	1144	4545	19	0,75	2	1,1355	1,61	1200	1,5	14	100	160	72,0	5,7
ПСВ-315-14-23	1212	4545	19	1	2	0,1380	1,25	1130	2,4	15	100	160	67,8	5,0
БП-500м	1880	4545	19	0,75	2	0,2260	1,62	2000	1,5	14	100	160	120,0	5,7
ПСВ-500-14-23	1930	4545	19	1	2	0,2190	1,19	1500	2,4	15	100	165	97,5	3,6

где N – число трубок; L – длина трубок; d – наружный диаметр трубок; S – толщина стенки трубок; Z – число ходов по воде; F_B – площадь сечения одного хода по воде; H_a – активная высота трубок; G_B – номинальный расход воды; P_B – расчетное давление воды; $P_{п}$ – расчетное давление пара; t_1 – температура воды на входе; t_2 – температура воды на выходе; Q_p – расчетный тепловой поток; Δp – гидравлическое сопротивление по воде.

Приложение 3

Основные характеристики насосов ТЭС

Таблица П3.1

Основные характеристики питательных электронасосов

Тип насоса	Q , м ³ /ч	H , м вод. ст.	$h_{кз}$, м вод. ст.	n , 1/мин	N , кВт	η , %
ПЭ 65-56	65	580	4	2965	158	63
ПЭ 100-56	100	580	4	2965	232	66
ПЭ 150-56	150	580	5	2980	328	70
ПЭ 150-145	150	1580	8	2970	780	75
ПЭ 270-150	270	1635	11	2900	1420	75
ПЭ 250-180	250	1975	12	2900	1640	75
ПЭ 380-185	380	2030	12	2900	2500	77
ПЭ 500-180	500	1975	15	2900	3150	78
ПЭ 580-185	580	2030	15	2904	3650	80
ПЭ 720-185	720	2025	15	2900	4540	80
ПЭ 600-300	600	3290	200	6300	6400	77

Таблица П3.2

Основные характеристики питательных турбонасосов

Тип насоса	Q , м ³ /ч	H , МПа	$h_{кз}$, МПа	n , 1/мин	N , кВт	η , %
ПТН -1100-350	1100	35	2	5400	12400	80
ПТН -1500-350	1500	35	2,2	4700	17000	82
ПТН -950-350	950	35	2	4700	10700	80
ПТН -1150-340	1150	34	2	6000	12300	81

Таблица П3.3

Основные характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Q , м ³ /ч	H , м вод. ст.	$h_{кз}$, м вод. ст.	n , 1/мин	N , кВт	η , %
Кс 12-(50-110)	12	50...110	1,6	3000	3,0...6,7	54
Кс 20-(65-110)	20	65...110	1,6	3000	6,1...10,3	58
Кс 32-150	32	150	1,6	3000	22	60
Кс 50-(55-110)	50	55...110	1,6	1500	11,9...23,8	63
КсД 120-55/3	120	55	1,6	1500	24,8	66
КсД 140-140/3	140	140	1,6	1500	77	62
КсВ 200-220	200	220	2,5	1500	164	73
КсВ 320-210	320	210	1,6	1500	255	75

Окончание табл. ПЗ.3

Тип насоса	Q , м ³ /ч	H , м вод. ст.	$h_{кз}$, м вод. ст.	n , 1/мин	N , кВт	η , %
КсВ 500-85	500	85	1,6	1000	154	75
КсВ 500-150	500	150	2,5	1500	272	75
КсВ 500-220	500	220	2,5	1500	400	75
КсВ 1000-95	1000	95	2,5	1000	342	76
КсВ 1500-120	1500	120	2,3	740	620	73
КсВ 2200-90	2200	90	2,7	1000	746	76

Таблица ПЗ.4

Основные характеристики сетевых насосов

Тип насоса	Q , м ³ /ч	H , м вод. ст.	$h_{кз}$, м вод. ст.	n , 1/мин	N , кВт	η , %	$P_{вх}$, МПа	$t_{в}$, °С
СЭ 500-70	500	70	10	3000	120	82	1,6	180
СЭ 800-60	800	60	5,5	1500	150	81	1,6	180
СЭ 1250-45	1250	45	7,5	1500	185	82	1,6	180
СЭ1250-70	1250	70	7,5	1500	295	82	1,6	180
СЭ 2000-100	2000	100	22	3000	640	85	1,6	180
СЭ 2500-60	2500	60	12	1500	475	86	1,0	120
СЭ 2500-180	2500	180	28	3000	1460	84	1,0	120
СЭ 5000-70	5000	70	15	1500	1095	87	0,6	120
СЭ 5000-160	5000	160	40	3000	2350	87	1,0	120
СЭ 800-100	800	100	5,5	1500	275	80	1,6	180
СЭ 1250-140	1250	140	7,5	1500	580	82	1,6	180

Таблица ПЗ.5

Основные характеристики насосов типа Д

Тип насоса	Q , м ³ /ч	H , м вод. ст.	$h_{кз}$, м вод. ст.	n , 1/мин	N , кВт	η , %
Д500-65	500	65	4,0	1470	132	76
Д800-57	800	57	5,0	1470	170	82
Д1250-125	1250	125	7,5	1480	620	76
Д2000-100	2000	100	6,5	985	800	75
Д5000-32	5000	32	8,0	730	350	87
Д6300-27	6300	27	10,0	730	600	79
Д12500-24	12500	24	7,0	485	950	88

где Q – подача; H – напор; $h_{кз}$ – кавитационный запас; n – число оборотов; N – мощность на валу; η – КПД насоса; $P_{вх}$ – минимальное давление воды на входе; t_1 – максимальная температура воды на входе.

Приложение 4

Номинальные допускаемые напряжения сталей, наиболее часто используемых на ТЭС

Таблица П4.1

Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$ для углеродистой и марганцовистой сталей, не зависящие от расчетного ресурса, МПа

$t, ^\circ\text{C}$	Марка стали								
	Ст2кп	Ст3кп	Ст2сп, Ст2пс	Ст3сп, Ст3пс	Ст4пс, Ст4сп	СЗГпс	22К	14ГНМА	16ГНМ, 16ГНМА
0...50	124	133	130	140	145	150	170	180	190
50	106	115	112	125	129	134	155	179	181
200		111	100	117	121	125	147	175	176
250	80	102	86	107	111	115	140	171	172
275			—	102	106	109	135	170	169
300			70		98	103	130	169	167
320							126	164	165
340							122	161	163
350							120	159	161
360								157	159
370								155	157
380								152	154

Таблица П4.2

Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$ для углеродистой и марганцовистой сталей при расчетном ресурсе 10^5 ч, МПа

$t, ^\circ\text{C}$	Марка стали					
	08,10, 12К	15,15К, 16К	20,20К, 18К	16ГС, 09Г2С	10Г2С1, 17ГС, 17Г1С, 17Г1СУ	15ГС
20...100	130	140	147	170	177	185
200	120	130	140	150	165	169
250	108	120	132	145	156	165
275	102	113	126	140	150	161
300	96	106	119	133	144	153
320	92	101	114	127	139	145
340	87	96	109	122	133	137
350	85	93	106	120	131	133
360	82	90	103	117	127	129
380	76	85	97	112	121	121
400	73	80	92	107	113	113
410	68	72	86	97	102	102

Окончание табл. П4.2

t, °C	Марка стали					
	08,10, 12К	15,15К, 16К	20,20К, 18К	16ГС, 09Г2С	10Г2С1, 17ГС, 17Г1С, 17Г1СУ	15ГС
420	62	66	79	87	90	90
430	57	60	72	76	78	78
440	51	53	66	68	70	70
450	46	47	59	62	63	63
460	40	40	52	54	54	54
470	34	34	46	46	46	46
480	28	28	39			
490	24	24	33			
500	20	20	26			

Таблица П4.3

Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$ для теплоустойчивой стали при расчетном ресурсе 10^5 ч, МПа

t, °C	Марка стали				
	12ХМ, 12МХ	15ХМ	12Х1МФ	12Х2МФСР	15Х1М1Ф
20...150	147	153	173	167	192
250	145	152	166	160	186
300	141	147	159	153	180
350	137	140	152	147	172
400	132	133	145	140	162
420	129	131	142	137	158
440	126	128	139	134	154
450	125	127	138	133	152
460	123	125	136	131	150
480	120	122	133	128	145
500	95	105	113	106	120
510	78	85	101	94	107
520	66	70	90	85	96
530	54	56	81	78	86
540	43	45	73	70	78
550		35	66	63	71
560		27	59	57	64
570		21	53	52	57
580			47	46	52
590			41	41	47
600			37	37	43
610			33	33	40

Таблица П4.4

Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$ для высокохромистой
и аустенитной стали при расчетном ресурсе 10^5 ч, МПа

t, °C	Марка стали		
	12X11B2MФ	12X18H12T, 12X18H10T	09X14H19B2БР, 09X16H14B2БР, 10X16H16B2МБР
20...150	195	147	147
250	183	125	131
300	175	120	128
350	167	116	125
400	158	111	123
450	152	107	120
500	145	104	117
520	134	103	116
530	124	103	116
540	115	102	115
550	107	102	115
560	97	101	114
570	87	97	114
580	78	90	113
590	69	81	113
600	60	74	112
610	51	68	104
620	47	62	97
630	37	57	89
640	27	52	81
650	20	48	74
660		45	66
670		41	59
680		38	52
690		34	44
700		30	37

Учебное издание

ГАЛАШОВ Николай Никитович

ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Учебное пособие

Научный редактор
Кандидат технических наук,
доцент *Л.А. Беляев*

Редактор *А.А. Цыганкова*

Верстка *Л.А. Егорова*

**Отпечатано в Издательстве ТПУ в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета**

Подписано к печати 01.11.2010. Формат 60×84/16.

Бумага «Снегурочка». Печать Хероx.

Усл. печ. л. 14,19. Уч.-изд. л. 12,85.

Заказ . Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский
Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2000



ИЗДАТЕЛЬСТВО



ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru