Некоммерческое Партнерство «Инновации в электроэнергетике»



СТАНДАРТ ОРГАНИЗАЦИИ

СТО 70238424.27.040.007-2009

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ НОРМЫ И ТРЕБОВАНИЯ

Дата введения – 2010-01-29

Издание официальное

Москва

2009

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

Настоящий стандарт устанавливает нормы и требования при организации эксплуатации и технического обслуживания паротурбинных установок тепловых электростанций.

Стандарт разработан в соответствии с требованиями:

- Федерального закона «О техническом регулировании» от 27.12.2002 г. № 184-ФЗ;
- Федерального закона «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» от 21.07.1997 г. № 116-ФЗ;
- ГОСТ Р 1.4-2004 Стандарты организации. Общие положения.

Построение, изложение, оформление и содержание настоящего стандарта выполнены с учетом требований ГОСТ Р 1.5-2004 Стандарты национальные Российской Федерации.

Сведения о стандарте

1. РАЗРАБОТАН Филиалом ОАО «Инженерный центр ЕЭС» - «Фирма ОРГРЭС»
2. ВНЕСЕН Комиссией по техническому регулированию НП «ИНВЭЛ»
3. УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказ НП «ИНВЭЛ» от 31.12.2009 № 101/1
4. ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

© НП «ИНВЭЛ», 2009

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения НП «ИНВЭЛ»

Содержание

1 Область применения ... 1
2 Нормативные ссылки ... 1
3 Термины и определения ... 3
4 Обозначения и сокращения ... 3
5 Требования, обеспечивающие безопасность эксплуатации паротурбинных установок ... 4
6 Требования к процессам организации эксплуатации и технического обслуживания ... 5
7 Перечень основных методов исследований и испытаний ... 17
Приложение А (рекомендуемое) Форма ведомости основных параметров технического состояния паротурбинной установки ... 23
Приложение Б (обязательное) Уменьшение пожарной опасности от воспламенения масла ... 27
Приложение В (рекомендуемое) Рекомендации по оснащению турбоагрегатов энергоблоков мощностью 250 МВт и выше системой предотвращения развития возгораний масла ... 31
Приложение Г (обязательное) Проверка состояния лопаточного аппарата паровых турбин ... 33
Приложение Д (обязательное) Предотвращение коррозионных повреждений лопаточного аппарата и дисков конденсационных и теплофикационных турбин на давление свежего пара от 9 до 24 МПа (от 90 до 240 кгс/см^2) ... 37
Приложение Е (обязательное) Предотвращение повреждений рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин из-за эрозии их выходных кромок ... 42
Приложение Ж (обязательное) Предотвращение аварий с прогибом вала паровых турбин ... 44
Приложение И (обязательное) Особенности эксплуатация турбин со сниженными температурами свежего пара и пара промперегрева ... 47
Приложение К (обязательное) Порядок обеспечения надежности эксплуатации подогревателей высокого давления ... 48
Приложение Л (обязательное) Предотвращение заражения конденсата кислородом в схеме турбоустановки на участке конденсатор – деаэратор ... 58
Приложение М (обязательное) Проверка гидравлической плотности подогревателей низкого давления турбин ... 61
Приложение Н (рекомендуемое) Методические рекомендации по проведению экспресс-испытаний паровых турбин ТЭС ... 63
Приложение П (рекомендуемое) Нормативные характеристики конденсационных установок ... 83
Приложение Р (рекомендуемое) Методические рекомендации по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных паровых турбин ... 88
Приложение С (рекомендуемое) Испытания противоразгонных защит ... 150
Библиография ... 164

СТАНДАРТ ОРГАНИЗАЦИИ

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ НОРМЫ И ТРЕБОВАНИЯ

Дата введения 2010-01-29

1 Область применения

Настоящий стандарт:

- распространяется на установки турбинные паровые стационарные мощностью от 6 до 1200 МВт, с номинальной частотой вращения ротора 50 $с^{-1}$, предназначенные для привода турбогенераторов тепловых электростанций отрасли, работающие на органическом топливе. Стандарт определяет основные требования для разработки местной эксплуатационной документации по паротурбинным установкам ТЭС;
- предназначен для применения организациями (обществами, компаниями), осуществляющими проектирование, строительство, монтаж, наладку, эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт установок турбинных паровых стационарных мощностью от 6 до 1200 МВт, с номинальной частотой вращения роторов 50 $с^{-1}$, предназначенных для привода турбогенераторов тепловых электростанций, работающих на органическом топливе;

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие нормативные документы и стандарты:

Федеральный закон от 27.12.2002 РФ №184-ФЗ «О техническом регулировании»

Постановление Правительства от 26.07.2007 РФ №484 «О выводе объектов электроэнергетики в ремонт и из эксплуатации»

ГОСТ 12820-80 Фланцы стальные плоские приварные на Ру от 0,1 до 2,5 МПа (от 1 до 25 кгс/см кв). Конструкция и размеры

ГОСТ 12821-80 Фланцы стальные приварные встык на Ру от 0,1 до 20 МПа (от 1 до 200 кгс/см кв). Конструкция и размеры

ГОСТ 18322-78 Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения

ГОСТ 23269-78 Турбины стационарные паровые. Термины и определения

ГОСТ 24278-89 Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие Технические требования

ГОСТ Термины и определения

ГОСТ 27164-86 Аппаратура специального назначения для эксплуатационного контроля вибрации подщипников крупных стационарных агрегатов. Технические

требования

ГОСТ 28969-91 Турбины паровые стационарные малой мощности. Общие технические условия

ГОСТ 3618-82 Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные параметры

ГОСТ 481-80 Паронит и прокладки из него. Технические условия

ГОСТ 6613-86 Сетки проволочные тканые с квадратными ячейками. Технические условия

ГОСТ 8734-75 Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные. Сортамент

ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент

ГОСТ 9567-75 Трубы стальные прецизионные. Сортамент

СТО утвержден Приказом ОАО РАО «ЕЭС России» от 31.08.2007 №535 «Оперативно-диспетчерское управление в электроэнергетике. Регулирование частоты и перетоков активной мощности в ЕЭС и изолированно работающих энергосистемах России. Требования к организации и осуществлению процесса, техническим средствам»

СТО 70238424.27.100.029-2009 Трубопроводы и арматура ТЭС. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования.

СТО 70238424.27.100.018-2009 Тепловые электростанции. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования

СТО 70238424.27.100.026-2009 Блочные установки. Организация эксплуатации и техническое обслуживание. Нормы и требования

СТО 70238424.27.100.027-2009 Водоподготовительные установки и водно-химический режим ТЭС. Организация эксплуатации и техническое обслуживание. Нормы и требования

СТО 70238424.27.100.011-2008 Тепловые и гидравлические станции. Методики оценки качества ремонта энергетического оборудования

СТО 70238424.27.100.012-2008 Тепловые электрические станции. Методики оценки качества ремонта энергетического оборудования.

СТО 70238424.27.100.053-2009 Энергетические масла и маслохозяйства электрических станций и сетей. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования.

Примечание – При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов и классификаторов в информационной системе общего пользования - на официальном сайте национального органа Российской Федерации по стандартизации в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю "Национальные стандарты", который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный документ заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться замененным (измененным) документом. Если ссылочный документ отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Термины и определения

В настоящем стандарте применены термины в соответствии ГОСТ 18322, ГОСТ 23269 и СТО 70238424.27.010.001-2008, а также следующие термины с соответствующими определениями:

3.1 номинальная мощность турбины: Наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на клеммах турбогенератора при номинальных значениях основных параметров.

3.2 номинальная нагрузка турбины: Нагрузка турбины, равная номинальной мощности.

3.3 номинальное значение параметра: Значение параметра, определяемое его функциональным назначением и служащее началом отсчета отклонений.

3.4 регулировочный диапазон нагрузки: Интервал нагрузок, внутри которого мощность может изменяться автоматически без изменения состава вспомогательного оборудования и горелочных устройств.

3.5 энергоблок: Составная часть тепловой электростанции на давление свежего пара 13,3 и 23,6 МПа, представляющая собой комплекс оборудования, объединенного в единую технологическую систему для превращения химической энергии топлива в электрическую.

3.6 энергокомпания: Генерирующая компания сформированная на базе электростанций в соответствии с Основными направлениями реформирования электроэнергетики Российской Федерации.

4 Обозначения и сокращения

АВР – автоматическое включение резерва;
АСУТП – автоматизированная система управления технологическим процессом;
ГРЭС – государственная районная электростанция;
КПД – коэффициент полезного действия:
КИП – контрольно-измерительные приборы;
КРУ – клапан регулятора уровня;
МНУ – маслонасос уплотнений генератора;
НД – нормативная документация;
ПВД – подогреватели высокого давления;
ПНД – подогреватели низкого давления;
ТУ – технические условия на поставку;
ТЭС – тепловая электрическая станция;
ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;
ЦВД – цилиндр высокого давления;
ЦСД – цилиндр среднего давления;
ЦНД – цилиндр низкого давления;
ЭГП – электрогидравлический преобразователь.

5 Требования, обеспечивающие безопасность эксплуатации паротурбинных установок

5.1 Общие требования, обеспечивающие безопасность эксплуатации паротурбинных установок

5.1.1 При эксплуатации и техническом обслуживании паротурбинных установок должны быть выполнены требования обеспечивающие безопасность эксплуатации, согласно СТО 70238424.27.100.018-2009.

5.1.2 При эксплуатации и техническом обслуживании паротурбинных установок должны быть выполнены требования пожарной безопасности в соответствии с ГОСТ 12.1.004.

5.2 Специальные требования, обеспечивающие безопасность эксплуатации паротурбинных установок

5.2.1 Автомат безопасности должен срабатывать при повышении частоты вращения ротора турбины от 10 до 12 % сверх номинальной или до значения, указанного заводом-изготовителем.

При срабатывании автомата безопасности должны закрываться:

- стопорные, регулирующие (стопорно-регулирующие) клапаны свежего пара и пара промперегрева;
- стопорные (отсечные), регулирующие и обратные клапаны, а также регулирующие диафрагмы и заслонки отборов пара;
- отсечные клапаны на паропроводах связи со сторонними источниками пара.

5.2.2 Для предотвращения возникновения пожаров из-за воспламенения масла необходимо выполнять требования в соответствии с приложением Б.

5.2.3 На паротурбинных агрегатах мощностью 250 МВт и выше должна быть введена в работу система предотвращения развития загорания масла, требования к которой приведены приложением В.

5.2.4 У турбин, оснащенных системами предотвращения развития горения масла на турбоагрегате, электрическая схема системы должна проверяться перед пуском турбины из холодного состояния.

5.2.5 Все горячие части оборудования, трубопроводы, баки и другие элементы, прикосновение к которым может вызвать ожоги, должны иметь тепловую изоляцию. Температура на поверхности изоляции при температуре окружающего воздуха 25°С должна быть не выше 45°С.

5.2.6 Все горячие участки поверхностей оборудования и трубопроводов, находящиеся в зоне возможного попадания на них легковоспламеняющихся, горючих, взрывоопасных или вредных веществ, должны быть покрыты металлической обшивкой для предохранения тепловой изоляции от пропитывания этими веществами.

6 Требования к процессам организации эксплуатации и технического обслуживания

6.1 Общие требования

6.1.1 При эксплуатации паротурбинных установок должны быть обеспечены:

- надежность работы основного и вспомогательного оборудования;
- готовность принятия номинальных электрической и тепловой нагрузок и их изменения до технического минимума;
- нормативные показатели экономичности основного и вспомогательного оборудования.

6.1.2 Резервные насосные агрегаты, находящиеся в автоматическом резерве, должны быть исправными и в постоянной готовности к пуску – с открытыми задвижками на входном и выходном трубопроводах.

Проверка включения и плановый переход с работающего насоса на резервный должны проводиться по графику, но не реже одного раза в месяц.

6.1.3 Перед пуском турбины после среднего или капитального ремонта должна быть проверена исправность и готовность к включению основного и вспомогательного оборудования, КИП, средств дистанционного и автоматического управления, устройств технологической защиты, блокировок, средств информации и оперативной связи. Выявленные при этом неисправности должны быть устранены.

Перед пуском турбины из холодного состояния (после нахождения ее в резерве более трех суток) должна быть проверена исправность и готовность к включению оборудования и КИП, а также работоспособность средств дистанционного и автоматического управления, устройств технологической защиты, блокировок, средств информации и оперативной связи. Должно быть проверено прохождение команд технологических защит на все исполнительные устройства. Должны быть проверены исправность и готовность к включению тех средств и оборудования, на которых за время простоя проводились ремонтные работы. Выявленные при этом неисправности должны быть устранены до пуска.

При пусках агрегата из других тепловых состояний средства защиты и блокировки должны проверяться в соответствии с местными инструкциями.

Руководить пуском турбины должен руководитель цеха или его заместитель, а после капитального или среднего ремонта – пуск турбины должен выполняться под контролем технического руководителя электростанции и с его письменного разрешения.

6.1.4 Для контроля состояния проточной части турбины и заноса ее солями не реже одного раза в месяц должны проверяться значения давлений пара в контрольных ступенях турбины при близких к номинальным расходах пара через контролируемые отсеки.

Повышение давления в контрольных ступенях по сравнению с номинальным при данном расходе пара должно быть не более 10 % . При этом давление не должно превышать предельных значений, установленных заводом-изготовителем.

При достижении в контрольных ступенях предельных значений давления из-за солевого заноса должна быть проведена промывка или очистка проточной части турбины. Способ промывки или очистки должен быть выбран исходя из состава и характера отложений и местных условий.

6.1.5 Для каждой турбины должна быть определена длительность выбега ротора при останове с нормальным давлением отработавшего пара и при останове со срывом вакуума. При изменении этой длительности должны быть выявлены и устранены причины отклонения. Длительность выбега должна быть проконтролирована при всех остановах турбоагрегата.

6.1.6 Эксплуатация турбин со схемами и в режимах, не предусмотренных техническими условиями на поставку, допускается с разрешения завода-изготовителя и руководства энергокомпании.

6.1.7 Проведение реконструкции и модернизации турбинного оборудования на электростанциях должно быть согласовано с заводом-изготовителем.

6.1.8 При проведении реконструкции и модернизации турбинного оборудования на электростанциях должны быть предусмотрены максимальная степень автоматизации управления и высокие показатели ремонтопригодности.

6.2 Требования к параметрам паровых турбин

6.2.1 Длительная работа турбин, мощностью до 50 МВт допускается при отклонениях параметров свежего пара от их номинальных значений в пределах, указанных в технических условиях (ТУ) или в инструкциях по эксплуатации конкретных типоразмеров турбин.

6.2.2 При длительной работе турбины, мощностью свыше 50 МВт отклонения параметров свежего пара и температуры промежуточного перегрева пара от номинальных значений должны находиться в пределах, указанных в таблице 1 (в соответствии с ГОСТ 24278).

Таблица 1

Параметры свежего пара				Температура промежуточного перегрева пара, °С	
Давление, МПа		Температура, °С			
Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.
12,8	± 0,5*	555	+ 5 - 10	–	+ 5 - 10
		540 565		540 565	
17,0		540 560		540 565	
23,5		540 560		540 560	
Примечание - * При работе на скользящем давлении свежего пара уровень допустимого снижения давления определяется инструкцией по эксплуатации турбины.					

6.2.3 Качество пара для турбин должно соответствовать нормам СТО 70238424.27.100.027-2009.

6.2.4 Температура охлаждающей воды при длительной работе турбин не должна превышать 33°С (в соответствии с ГОСТ 24278 и ГОСТ 28969).

Превышение температуры охлаждающей воды свыше 33°С для отдельных потребителей должно быть указано в ТУ на турбины конкретных типов.

6.3 Требования к маневренности паровых турбин

6.3.1 В соответствии с ГОСТ 24278 и ГОСТ 28969 турбины должны обеспечивать длительную работу в диапазоне мощности от 30 до 100 % номинальной для регулирования графиков электрической нагрузки. Скорость изменения мощности в регулировочном диапазоне должна соответствовать указанной в ТУ на турбины конкретных типоразмеров и инструкции по эксплуатации.

6.3.2 В соответствии с ГОСТ 24278 в регулировочном диапазоне конденсационные турбины мощностью свыше 50 МВт должны допускать изменение установившейся мощности на 7 % номинальной со скоростью 2 % номинальной мощности в секунду при любом виде воздействия с целью обеспечения автоматического регулирования частоты и перетоков по линиям электропередач.

6.3.3 В соответствии с ГОСТ 24278 и ГОСТ 28969 турбины должны обеспечивать длительную работу в регулировочном диапазоне при отклонениях частоты вращения ротора от 98 до 101 % от номинальной.

В аварийных условиях допускается работа турбины при следующих значениях частоты энергосистемы:

- от 50,5 до 51,0 Гц – один раз продолжительностью не более 3 мин. и не более 500 мин. за весь срок эксплуатации;
- от 49,0 до 48,0 Гц – один раз продолжительностью не более 5 мин. и не более 750 мин. за весь срок эксплуатации;
- от 48,0 до 47,0 Гц – один раз продолжительностью не более 1 мин. и не более 180 мин. за весь срок эксплуатации;
- от 47,0 до 46,0 Гц – один раз продолжительностью не более 10 с и не более 30 мин. за весь срок эксплуатации.

6.3.4 Маневренности паровых турбин энергоблоков должны соответствовать требованиям СТО 70238424.27.100.026-2009.

6.4 Требования к системе регулирования паровых турбин

6.4.1 Система автоматического регулирования турбины должна удовлетворять следующим требованиям:

- устойчиво выдерживать заданные электрическую и тепловую нагрузки и обеспечивать возможность их плавного изменения;
- устойчиво поддерживать частоту вращения ротора турбины на холостом ходу и плавно ее изменять (в пределах рабочего диапазона механизма управления турбиной) при номинальных и пусковых параметрах пара;
- удерживать частоту вращения ротора турбины ниже уровня настройки срабатывания автомата безопасности при мгновенном сбросе до нуля электрической нагрузки (в том числе при отключении генератора от сети), соответствующей максимальному расходу пара при номинальных его параметрах и максимальных пропусках пара в часть низкого давления турбины.

6.4.2 Параметры работы системы регулирования паровых турбин должны удовлетворять ГОСТ 24278 и техническим условиям на поставку турбин.

Для всего парка эксплуатируемых турбин, выпущенных ранее 01.01.91 г., а также турбин иностранных фирм значения этих параметров должны соответствовать значениям, указанным ниже:

- степень неравномерности регулирования частоты вращения (при номинальных параметрах пара)[1], % 4-5
- местная степень неравномерности по частоте вращения, % :
  - а) минимальная в любом диапазоне нагрузок, не ниже 2,5
  - б) максимальная:
    - 1) в диапазоне нагрузок до 15 % номинальной не более, 10
    - 2) в диапазоне нагрузок от 15 % номинальной до максимальной, не более 6
- степень нечувствительности[2] по частоте вращения, % , не более 0,3
- степень нечувствительности регулирования давления пара в отборах и противодавления:
  - а) при давлении в отборе (противодавлении) менее 2,5 кгс/см^2 (0,25 МПа), кПа, не более 5
  - б) при давлении в отборе (противодавлении) 2,5 кгс/см^2 (0,25 МПа) и выше, % , не более 2

Примечания:

1) Для турбин типа Р степень неравномерности допускается от 4,5 до 6,5 %
2) Для турбин выпуска до 1950 г. степень нечувствительности допускается до 0,5 %

Специальные требования по общему и нормированному первичному регулированию частоты регламентируются СТО утвержденным Приказом ОАО РАО «ЕЭС России» № 535 от 31.08.2007.

Степень неравномерности регулирования давления пара в регулируемых отборах и противодавления должна удовлетворять требованиям потребителя, согласованным с заводом-изготовителем турбин, и не допускать срабатывания предохранительных клапанов (устройств).

6.4.3 При выявлении отклонений фактических характеристик регулирования и защиты от нормативных значений, увеличении времени закрытия клапанов сверх указанного заводом-изготовителем или в местной инструкции или ухудшения их плотности должны быть определены и устранены причины этих отклонений.

6.4.4 Эксплуатация турбин с введенным в работу ограничителем мощности допускается как временное мероприятие только по условиям механического состояния турбоустановки с разрешения технического руководителя электростанции и уведомления диспетчера субъекта оперативно-диспетчерского управления. При этом нагрузка турбины должна быть ниже назначенного значения параметра срабатывания ограничителя не менее чем на 5 %.

6.5 Требования к парораспределению паровых турбин

6.5.1 Стопорные и регулирующие клапаны свежего пара и пара после промперегрева должны быть плотными.

Плотность стопорных и регулирующих клапанов свежего пара, а также пара промперегрева должна проверяться раздельным испытанием каждой группы.

6.5.2 Стопорные и регулирующие клапаны свежего пара и пара промперегрева, стопорные (отсечные) и регулирующие клапаны (диафрагмы) отборов пара, отсечные клапаны на паропроводах связи со сторонними источниками пара должны расхаживаться: на полный ход – перед пуском турбины и в случаях, предусмотренных местной инструкцией или инструкцией завода-изготовителя; на часть хода – ежесуточно во время работы турбины.

При расхаживании клапанов на полный ход должны быть проконтролированы плавность их хода и посадка.

6.5.3 Посадка обратных клапанов всех отборов должна быть проверена перед каждым пуском и при останове турбины, а при нормальной работе периодически по графику, определяемому техническим руководителем электростанции, но не реже одного раза в четыре месяца.

При неисправности обратного клапана работа турбины с соответствующим отбором пара не допускается.

6.6 Требования к маслоснабжению

6.6.1 При эксплуатации систем маслоснабжения турбоустановки должны быть обеспечены:

- надежность работы агрегатов на всех режимах;
- пожаробезопасность;
- поддержание соответствующего качества масла;
- температурный режим;
- предотвращение протечек масла и попадания его в охлаждающую систему и окружающую среду.

6.6.2 Резервные и аварийные масляные насосы и устройства их автоматического включения должны проверяться в работе два раза в месяц при работе турбоагрегата, а также перед каждым его пуском и остановом.

Для турбин, у которых рабочий маслонасос системы смазки имеет индивиду-

альный электропривод, проверка автоматического включения резерва (АВР) перед остановом не проводится.

6.6.3 Запорная арматура, устанавливаемая на линиях системы смазки, регулирования и уплотнений генератора, ошибочное переключение которой может привести к останову или повреждению оборудования, должна быть опломбирована в рабочем положении.

6.6.4 При использовании в системах регулирования турбин огнестойких турбинных масел необходимо соблюдать требования СТО 70238424.27.100.053-2009.

6.7 Требования к надежности

6.7.1 При эксплуатации турбоагрегатов средние квадратические значения виброскорости подшипниковых опор должны быть не выше 4,5 мм·с-1.

При превышении нормативного значения вибрации должны быть приняты меры к ее снижению в срок не более 30 суток.

При вибрации свыше 7,1 мм·с$^{-1}$ не допускается эксплуатировать турбоагрегаты более 7 суток, а при вибрации 11,2 мм·с$^{-1}$ турбина должна быть отключена действием защиты или вручную.

Турбина должна быть немедленно остановлена, если при установившемся режиме происходит одновременное внезапное изменение вибрации оборотной частоты двух опор одного ротора, или смежных опор, или двух компонентов вибрации одной опоры на 1 мм/с и более от любого начального уровня.

Турбина должна быть разгружена и остановлена, если в течение от 1 до 3 суток произойдет плавное возрастание любого компонента вибрации одной из опор подшипников на 2 мм/с.

Эксплуатация турбоагрегата при низкочастотной вибрации недопустима. При появлении низкочастотной вибрации, превышающей 1 мм/с, должны быть приняты меры к ее устранению.

Временно, до оснащения необходимой аппаратурой, разрешается контроль вибрации по размаху виброперемещения. При этом длительная эксплуатация допускается при размахе колебаний до 30 мкм при частоте вращения 3000 об/мин и до 50 мкм при частоте вращения 1500 об/мин; изменение вибрации от 1 до 2 мм/с эквивалентно изменению размаха колебаний от 10 до 20 мкм при частоте вращения 3000 об/мин и от 20 до 40 мкм при частоте вращения 1500 об/мин.

Вибрацию турбоагрегатов мощностью 50 МВт и более следует измерять и регистрировать с помощью стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации подшипниковых опор, соответствующей требованиям ГОСТ 27164.

До установки стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации турбогенераторов мощностью менее 50 МВт допускается использовать переносные приборы, метрологические характеристики которых удовлетворяют требованиям ГОСТ 27164. Периодичность контроля должна устанавливаться местной инструкцией в зависимости от вибрационного состояния турбоагрегата, но не реже одного раза в месяц.

6.7.2 Проверку состояния лопаточных аппаратов паровых турбин во время ремонтов для обнаружения и своевременной замены поврежденных элементов целесообразно выполнять в соответствии с приложением Г.

6.7.3 Для предупреждения коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата турбин с давлением свежего пара от 9 до 24 МПа необходимо соблюдать требования приложения Д.

6.7.4 Для предотвращения повреждений рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин из-за эрозии их выходных кромок и обеспечения надежности проверки необходимо выполнять в соответствии с приложением Е.

6.7.5 Для предупреждения аварий с остаточным прогибом роторов турбин необходимо соблюдать требования приложения Ж.

6.7.6 При необходимости (по условиям прочности элементов котлов, паропроводов или арматуры) временной работы со сниженной температурой пара перед турбиной необходимо соблюдать требования приложения И.

6.7.7 В целях предотвращения аварий ПВД следует выполнять требования приложением К.

6.8 Требования к конденсационной установке

6.8.1 При эксплуатации конденсационной установки должна быть обеспечена экономичная и надежная работа турбины во всех режимах эксплуатации с соблюдением нормативных температурных напоров в конденсаторе и норм качества конденсата.

6.8.2 При эксплуатации конденсационной установки должны осуществляться:

- профилактические мероприятия по предотвращению загрязнений конденсатора (обработка охлаждающей воды химическими и физическими методами, применение шарикоочистных установок и т.п.);

- периодические чистки конденсаторов при повышении температурного напора по сравнению с нормативными значениями на 2°С из-за загрязнений поверхностей охлаждения;

Примечание – Запрещается проведение термической очистки внутренних поверхностей охлаждающих трубок конденсаторов работающих турбин методом сушки "на ходу" (с поочередным отключением половинок конденсатора) в связи с негативным влиянием на надежность.

- контроль чистоты поверхности охлаждения и трубных досок конденсатора;

- контроль расхода охлаждающей воды (непосредственным измерением расхода или по тепловому балансу конденсаторов), оптимизация расхода охлаждающей воды в соответствии с ее температурой и паровой нагрузкой конденсатора;

- проверка плотности вакуумной системы и ее уплотнение; присосы воздуха $G_в$ (кг/ч) в диапазоне изменения паровой нагрузки конденсатора от 40 до 100 % должны быть не выше значений, определяемых по формуле:

$$G_в = 8 + 0{,}065N, \qquad (1)$$

где N – номинальная электрическая мощность турбоустановки на конденсационном режиме, МВт;

- проверка водяной плотности конденсатора путем систематического контроля солесодержания конденсата;

- проверка содержания кислорода в конденсате после конденсатных насосов.

Методы контроля работы конденсационной установки, их периодичность определяют в местной инструкцией в зависимости от конкретных условий эксплуатации.

6.8.3 Требования по поддержанию требуемого качества конденсата в тракте от конденсатора до деаэратора приведены в приложении Л.

6.9 Требования к системе регенерации паротурбинных установок

6.9.1 При эксплуатации оборудования системы регенерации должны быть обеспечены:

- нормативные значения температуры питательной воды (конденсата) за каждым подогревателем и конечный ее подогрев;
- надежность теплообменных аппаратов.

6.9.2 Эксплуатация подогревателя высокого давления (ПВД) не допускается при:

- отсутствии или неисправности элементов его защиты;
- неисправности клапана регулятора уровня.

Эксплуатация группы ПВД, объединенных аварийным обводом, не допускается при:

- отсутствии или неисправности элементов защиты хотя бы на одном ПВД;
- неисправности клапана регулятора уровня любого ПВД;
- отключении по пару любого ПВД.

Подогреватель высокого давления или группа ПВД должны быть немедленно отключены при неисправности защиты или клапана регулятора уровня (КРУ). При неисправном состоянии каких-либо других, кроме КРУ, элементов системы автоматического регулирования уровня и невозможности быстрого устранения дефекта на работающем оборудовании подогреватель (или группа ПВД) должен быть выведен из работы в срок, определяемый техническим руководителем энергообъекта.

6.9.3 В целях своевременного выявления и устранения неплотностей в трубных системах подогревателей низкого давления (ПНД) турбин целесообразно выполнять проверку гидравлической плотности ПНД в соответствии с приложением М.

6.10 Требования, запрещающие пуск турбины

6.10.1 Пуск турбины не допускается в случаях:

- отклонения показателей теплового и механического состояний турбины от допустимых значений, регламентированных заводом-изготовителем турбины;
- неисправности хотя бы одной из защит, действующих на останов турбины;
- наличия дефектов системы регулирования и парораспределения, которые могут привести к разгону турбины;
- неисправности одного из масляных насосов смазки, регулирования, уплотнений генератора или устройств их автоматического включения (АВР);

- отклонения качества масла от норм на эксплуатационные масла или понижения температуры масла ниже пределов установленных заводом-изготовителем;
- отклонения качества свежего пара по химическому составу от норм.

6.10.2 Без включения валоповоротного устройства подача пара на уплотнения турбины, сброс горячей воды и пара в конденсатор, подача пара для прогрева турбины не допускается. Условия подачи пара в турбину, не имеющую валоповоротного устройства, определяются местной инструкцией.

Сброс в конденсатор рабочей среды из котла или паропроводов и подача пара в турбину для ее пуска должны осуществляться при давлениях пара в конденсаторе, указанных в инструкциях или других документах заводов – изготовителей турбин, но не выше 0,6 кгс/см^2 (60 кПа).

6.11 Условия, требующие немедленной остановки паровой турбины

Турбина должна быть немедленно остановлена (отключена) персоналом при отказе в работе защит или при их отсутствии в следующих случаях:

- повышения частоты вращения ротора свыше назначенного значения параметра срабатывания автомата безопасности;
- недопустимого осевого сдвига ротора;
- недопустимого изменения положения роторов относительно цилиндров;
- недопустимого понижения давления масла (огнестойкой жидкости) в системе смазки;
- недопустимого снижения уровня масла в масляном баке;
- недопустимого повышения температуры масла на сливе из любого подшипника, подшипников уплотнений вала генератора, любой колодки упорного подшипника турбоагрегата;
- воспламенения масла и водорода на турбоагрегате;
- недопустимого понижения перепада давлений "масло-водород" в системе уплотнений вала турбогенератора;
- недопустимого снижения уровня масла в демпферном баке системы маслоснабжения уплотнений вала турбогенератора;
- отключения всех масляных насосов системы водородного охлаждения турбогенератора (для безинжекторных схем маслоснабжения уплотнений);
- отключения турбогенератора из-за внутреннего повреждения;
- недопустимого повышения давления в конденсаторе;
- недопустимого перепада давлений на последней ступени у турбин с противодавлением;
- внезапного повышения вибрации турбоагрегата;
- появления металлических звуков и необычных шумов внутри турбины или турбогенератора;
- появления искр или дыма из подшипников и концевых уплотнений турбины или турбогенератора;
- недопустимого понижения температуры свежего пара или пара после промперегрева;
- появления гидравлических ударов в паропроводах свежего пара, промперегрева или в турбине;

- обнаружения разрыва или сквозной трещины на неотключаемых участках маслопроводов и трубопроводов пароводяного тракта, узлах парораспределения;
- прекращения протока охлаждающей воды через статор турбогенератора;
- недопустимого снижения расхода охлаждающей воды на газоохладители;
- исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления или на всех контрольно-измерительных приборах;
- возникновения кругового огня на контактных кольцах ротора турбогенератора, вспомогательного генератора или коллекторе возбудителя;
- отказа программно-технического комплекса АСУТП, приводящего к невозможности управления или контроля всего оборудования турбоустановки.

Необходимость срыва вакуума при отключении турбины должна быть определена местной инструкцией по эксплуатации и соответствовать указаниям завода-изготовителя.

В местной инструкции должны быть приведены недопустимые отклонения значений контролируемых величин по турбоагрегату.

6.12 Требования, запрещающие длительную работу паровой турбины

Турбина должна быть разгружена и остановлена в период, определяемый техническим руководителем электростанции (с уведомлением диспетчера субъекта оперативно-диспетчерского управления с оформлением заявки), в следующих случаях:

- при заедании стопорных клапанов свежего пара или пара после промперегрева;
- при заедании регулирующих клапанов или обрыва их штоков; заедания поворотных диафрагм или обратных клапанов отборов;
- при возникновении неисправностей в системе регулирования;
- при нарушении нормальной работы вспомогательного оборудования, схемы и коммуникаций установки, если устранение причин нарушения невозможно без прекращения работы турбины;
- при увеличении вибрации опор свыше 7,1 мм/с;
- при выявлении неисправности технологических защит, действующих на прекращение работы оборудования;
- при обнаружении течей масла из подшипников, трубопроводов и арматуры, создающих опасность возникновения пожара;
- при обнаружении свищей на неотключаемых для ремонта участках трубопроводов пароводяного тракта;
- при отклонения качества свежего пара по химическому составу от норм;
- при обнаружении недопустимой концентрации водорода в картерах подшипников, токопроводах, маслобаке, а также превышающей норму утечки водорода из корпуса турбогенератора.

6.13 Требования по консервации паровой турбины при длительном простое

6.13.1 При выводе турбины в резерв на срок семь суток и более должны быть приняты меры к консервации оборудования турбоустановки.

Метод консервации выбирается исходя из местных условий техническим ру-

ководителем электростанции.

6.13.2 На каждой электростанции должен быть определен порядок консервации турбин с использованием наиболее эффективных и рациональных методов и средств сохранения теплоэнергетического оборудования и предотвращения стояночной коррозии при длительных простоях.

6.14 Техническое обслуживание оборудования

Техническое обслуживание находящихся в эксплуатации паротурбинных установок осуществляется в соответствии с разделом 6.7 СТО 70238424.27.100.018-2009.

6.15 Вывод в ремонт паровой турбины

6.15.1 Вывод в ремонт паровой турбины производится при наличии утвержденной заявки, с разрешения диспетчера субъекта оперативно-диспетчерского управления по программе, утвержденной техническим руководителем электростанции. Программа должна предусматривать:

- проведение эксплуатационных испытаний по специальной программе, утвержденной в установленном порядке.

Испытания должны быть проведены не ранее чем за месяц и не позднее, чем за 5 дней до вывода в ремонт.

Результаты испытаний заносятся в ведомость основных параметров технического состояния установки, форма которой приведена в приложении А.

- уборку установки снаружи (площадки обслуживания, наружные поверхности оборудования, трубопроводов и т.д. в пределах установки) от пыли и мусора, удаление с рабочих мест постороннего оборудования, материалов. Уборка должна быть выполнена не позднее двух дней до вывода из работы.

- принудительное расхолаживание турбин при останове и, в случае необходимости (по результатам предремонтных испытаний), промывку проточной части под нагрузкой.

Примечание – Глубокое расхолаживание рекомендуется выполнять воздухом. Проведение глубокого парового расхолаживания турбины запрещается.

6.15.2 При выводе установки в ремонт и из эксплуатации должны быть соблюдены требования «Правил вывода объектов электроэнергетики в ремонт и из эксплуатации».

6.15.3 После при выводе оборудования из эксплуатации для ремонта персонал электростанции:

- производит все отключения, обеспечивающие безопасные условия производства работ, согласно правилам техники безопасности.

Отключения производятся согласно программе и графику, утвержденным главным инженером электростанции. В графике указываются лица, ответственные за отключение и время исполнения.

При выполнении операций по отключению персонал электростанции обеспечивает возможность начала ремонтных работ на узлах и системах установки в сроки, предусмотренные сетевым графиком ремонта.

- выдает общий наряд-допуск (наряд-допуск) на ремонт оборудования;

- устанавливает режим работы подразделений обеспечения (компрессорных, газогенераторных и кислородных станций, складов, лабораторий и т.п.), а также грузоподъемных механизмов и транспортных средств (кранов, лифтов и др.) в соответствии с графиком ремонта.

6.16 Приемка паровой турбины из ремонта

6.16.1 Приемка установок из ремонта должна производиться по программе, согласованной с исполнителями и утвержденной техническим руководителем электростанции.

Программа приемки должна предусматривать:

- перечень приемо-сдаточных испытаний, сроки и ответственных за их проведение;
- разработку программ приемо-сдаточных испытаний установок, сроки и ответственных за их выполнение;
- сроки и ответственных за проверку отчетной ремонтной документации;
- сроки и ответственных за опробование и приемку отдельных видов оборудования;
- особые условия приемки отдельных видов оборудования из ремонта;
- другие мероприятия, связанные с проведением приемо-сдаточных испытаний.

6.16.2 Руководители работ предприятий, участвующих в ремонте, предъявляют приемочной комиссии необходимую документацию, составленную в процессе ремонта, в том числе:

- ведомость выполненных работ по ремонту;
- протоколы технических решений по выявленным, но не устраненным дефектам;
- протоколы испытаний, карты измерений;
- результаты входного контроля, сертификаты на использованные в процессе ремонта материалы и запасные части;
- протоколы опробования отдельных видов оборудования, входящего в установку;
- акты на скрытые работы;
- другие документы по согласованию электростанции и предприятия-исполнителя ремонта.

Документация предъявляется приемочной комиссии не позднее, чем за двое суток до окончания ремонта. Ее конкретный перечень должен быть утвержден техническим руководителем электростанции.

6.16.3 После ремонта проводятся приемо-сдаточные испытания установок и отдельных систем для проверки качества сборки и регулировки, а также для проверки эксплуатационных показателей на соответствие требованиям заводских инструкций и настоящего стандарта. Перечень основных показателей приведен в приложении А.

6.16.4 Приемо-сдаточные испытания установки проводятся в два этапа: первый - при пуске, второй - под нагрузкой.

Сроки проведения приемо-сдаточных испытаний должны обеспечивать свое-

временное включение установки под нагрузку согласно сетевому (линейному) графику ремонта.

6.16.5 Испытания проводятся по программе, утвержденной техническим руководителем электростанции и согласованной с исполнителем ремонта. В случае, если при производстве испытаний возникает необходимость проведения переключений на оборудовании, находящемся в оперативном ведении диспетчера управляющей (генерирующей) компании, программа в части их переключений должна быть согласована с соответствующими службами управляющей (генерирующей) компании.

Программа приемо-сдаточных испытаний должна содержать:

- при пуске – порядок проведения испытаний вспомогательных систем и оборудования установки, продолжительность, ответственных лиц и особые указания при необходимости;
- под нагрузкой – перечень режимов и контролируемых параметров, продолжительность испытаний, лиц, ответственных за проведение испытаний.

Программа должна соответствовать требованиям настоящего стандарта и местных инструкций по эксплуатации.

6.16.6 Пуск установки производится по распоряжению технического руководителя электростанции и выполняется эксплуатационным персоналом после сдачи исполнителями ремонта наряда-допуска на ремонт.

Разрешение на пуск оформляется в оперативном журнале начальника смены электростанции.

6.16.7 Турбоустановки и оборудование, прошедшие ремонт, подлежат приемо - сдаточным испытаниям под нагрузкой в течение 48 ч.

6.16.8 Испытания под нагрузкой проводятся при номинальных параметрах пара и основном топливе на ТЭС и постоянной или поочередной работе всего вспомогательного оборудования по нормальной эксплуатационной схеме на различных режимах с доведением нагрузки до номинальной.

Если номинальные нагрузки и параметры не могут быть достигнуты по независящим от электростанции причинам, а установки и оборудование не могут быть проверены в режиме номинальной нагрузки, допускается в программе испытаний устанавливать другие предельные нагрузки и параметры. Режимы приемо-сдаточных испытаний при этом устанавливаются приемочной комиссией по согласованию с управляющей (генерирующей) компанией и с соответствующим СО-РДУ, СО-ОДУ (ОАО «СО ЕЭС») и оговариваются в акте приемки.

6.16.9 Оценка качества ремонта производится в соответствии с СТО 70238424.27.100.011-2008

7 Перечень основных методов исследований и испытаний

7.1 Методы испытаний экономичности

7.1.1 Тепловые испытания паровых турбин

Тепловые испытания паровых турбин должны проводиться:

- на вновь смонтированном оборудовании для получения фактических показателей и составления нормативных характеристик;

- периодически в процессе эксплуатации (не реже одного раза в три-четыре года) на подтверждение соответствия нормативным характеристикам.

7.1.2 Экспресс-испытания для определения экономических показателей паротурбинной установки

В процессе эксплуатации экономичность турбоустановки должна постоянно контролироваться путем систематического анализа показателей, характеризующих работу оборудования.

Для выявления причин снижения экономичности турбоустановки, оценки эффективности ремонта должны проводиться эксплуатационные (экспресс) испытания оборудования.

Методические указания по проведению экспресс-испытаний паровых турбин ТЭС приведены в приложении Н. При этом основные показатели должны соответствовать нормативным характеристикам.

При отклонении показателей работы турбинного оборудования от нормативных должны быть устранены дефекты оборудования и недостатки эксплуатации.

Головные образцы турбин и турбины, на которых выполнена реконструкция или проведена модернизация, должны подвергаться балансовым испытаниям.

7.1.3 Эксплуатационные испытания отдельных показателей паротурбинной установки

7.1.3.1 Нагрев питательной воды (конденсата), температурные напоры, переохлаждение конденсата греющего пара в подогревателях системы регенерации должны проверяться до и после капитального ремонта турбоустановки, после ремонта подогревателей и периодически по графику (не реже одного раза в месяц).

7.1.3.2 Проверка работы конденсационной установки осуществляется по:

- давлению отработавшего пара в конденсаторе (p_2), изменяемому при эксплуатации турбоагрегата в широких пределах и зависящему от:

а) расхода отработавшего пара D_2; определяющегося электрической, а для теплофикационных установок также и тепловой нагрузкой турбины;

б) расхода W;

в) начальной температуры ($t_{1в}$) охлаждающей воды;

- конечному температурному напору (δt), или разности температур отработавшего пара t_2 (°С) и температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_{2в}$ (°С);

- опытным значениям среднего коэффициента теплопередачи;

- зависимости ее гидравлического сопротивления (H) от расхода охлаждающей воды.

При этом основные показатели должны соответствовать нормативным характеристикам.

Для осуществления систематического эксплуатационного контроля работы конденсационной установки необходимо располагать нормативными характеристиками, определяющими зависимость показателей ее работы при исправном состоянии оборудования и допустимого присоса воздуха указанных режимных условий. Сопоставление фактических и нормативных показателей позволяет выявить неполадки в работе конденсационной установки и нарушения воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата.

В качестве одного из показателей работы конденсатора используется также конечный температурный напор (δt) - разность температуры отработавшего пара t_2 (°С) и температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_{2в}$ (°С) определяемая по формуле:

$$\delta t = t_2 - t_{2в}. \qquad (2)$$

При данных значениях D_2, W и $t_{1в}$ температурный напор δt практически однозначно определяет для нормальных режимов работы турбин, при которых отработавший пар является насыщенным, давление p_2 , которое может быть найдено с помощь таблиц теплофизических свойств водяного пара по температуре

$$t_2 = t_{1в} + \Delta t_в + \delta t, \qquad (3)$$

В формуле (3):

$$\delta t_в = t_{2в} - t_{1в} = \frac{D_2 \cdot \Delta h}{W \cdot C_в}, \qquad (4)$$

где $\Delta t_в$ - нагрев воды в конденсаторе;

D_2 - расход поступающего в конденсатор пара, кг/с;

Δh - удельная теплота конденсации отработавшего пара, мало изменявшаяся для данного турбоагрегата при разных режимах его работы, кДж/(кг·°С);

W - расход охлаждающей воды, кг/с;

$C_в$ - удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);

$$\delta t = \frac{\Delta t_в}{(e^n - 1)}, \qquad (5)$$

где n=KF/CвW (6)

здесь K - средний коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м^2 · °С);

F - поверхность охлаждения конденсатора, м^2).

Из выражений (3) - (5) видно, что при заданных значениях F, Δh и определенных режимных параметрах D_2 ,W *и* $t_{1в}$ показатели эффективности работы конденсатора p_2 и δt определяются значением коэффициента теплопередачи K.

Из тех же формул следует, что при прочих равных условиях уменьшение паровой нагрузки D_2 приводит к понижению p_2 и δt уменьшение температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ - к увеличению δt, но поскольку сумма $t_{1в} + \delta t$ становится при этом меньше, то t_2, а соответственно, и p_2 уменьшаются. Уменьшение расхода охлаждающей воды W вследствие понижения при этом K слабо влияет на δt, но преобладающее влияние при этом роста $\Delta t_в$ приводит к росту p_2.

Нормативные тепловые характеристики конденсаторов $\delta t = f(D_2, W, t_{1в})$ и $p_2 = f(D_2, W, t_{1в})$ и способ пользования ими приведены в приложении П. При отсутствии нормативных характеристик допускается использовать для контроля работы конденсационной установки характеристиками, рассчитанными по методике, приведенной в приложении Р.

При испытаниях конденсаторов определяют непосредственно опытные значения среднего коэффициента теплопередачи по формуле:

$$K_{оп} = D_2/(F\ \delta t_{ср}), \qquad (7)$$

где $\delta t_{ср}$ - средняя логарифмическая разность температур пара и охлаждающей воды.

Отношение фактического коэффициента теплопередачи $K_{оп}$ к расчетному $K_р$

по приложению Р, полученному при коэффициенте чистоты, равном единице, характеризует состояние конденсационной установки. Малые значения отношения $K_{оп}/K_{р}$, достигающие иногда из-за загрязнения поверхности охлаждения конденсатора, повышенного присоса воздуха, неисправности воздушного насоса или других причин значений коэффициента чистоты от 0,4 до 0,6, указывают на неудовлетворительную работу конденсационной установки и необходимости поиска и устранения причин этого.

Важной характеристикой работы конденсатора является зависимость его гидравлического сопротивления (H) от расхода охлаждающей воды. Измерениями значения гидравлического сопротивления осуществляется контроль загрязнения трубных досок и трубок конденсатора. Гидравлическое сопротивление (падение давления охлаждающей воды, вызванное трением и местными сопротивлениями) складывается из сопротивления трубок ($H_{тр}$) и сопротивления водяных камер ($H_{к}$, включая сопротивление при входе воды из камер в трубки и выходе из них). Значение сопротивления трубок зависит от внутреннего диаметра и длины трубок, их состояния (степени чистоты), числа ходов воды в конденсаторе, ее температуры и скорости. Значение сопротивления водяных камер, составляющее обычно относительно небольшую долю общего сопротивления, зависит от числа ходов воды, конфигурации и размеров водяных камер, температуры и скорости течения воды. формулы, рекомендуемые для расчета гидравлического сопротивления, приведены в приложении Р.

7.2 Методы испытаний системы регулирования и защиты паровых турбин

7.2.1 Испытания защиты от повышения частоты вращения

7.2.1.1 Все проверки и испытания системы регулирования и защиты турбины от повышения частоты вращения должны выполняться в соответствии с требованиями инструкций заводов-изготовителей турбин приложения С.

7.2.1.2 Система защиты турбины от повышения частоты вращения ротора (включая все ее элементы) должна быть испытана увеличением частоты вращения выше номинальной в следующих случаях (если нет специальных указаний завода-изготовителя):

- после монтажа турбины;
- после капитального ремонта;
- перед испытанием системы регулирования сбросом нагрузки с отключением генератора от сети;
- при пуске после разборки автомата безопасности;
- при пуске после длительного (более трех месяцев) простоя турбины;
- при пуске после простоя турбины в резерве более одного месяца в случае отсутствия возможности проверки срабатывания бойков автомата безопасности и всех цепей защиты (с воздействием на исполнительные органы) без увеличения частоты вращения выше номинальной;
- при пуске после разборки системы регулирования или ее отдельных узлов;
- и) при проведении плановых испытаний (не реже одного раза в четыре мес.).

В случаях ж), и) допускается испытание защиты без увеличения частоты

вращения выше номинальной (в диапазоне, указанном заводом – изготовителем турбины), но с обязательной проверкой действия всех цепей защиты.

Испытания защиты турбины увеличением частоты вращения должны проводиться под руководством начальника цеха или его заместителя.

7.2.2 Проверка плотности стопорных и регулирующих клапанов

7.2.2.1 Проверка плотности клапанов должна проводиться после монтажа турбины, перед испытанием автомата безопасности повышением частоты вращения, перед остановом турбины в капитальный ремонт, при пуске после него, но не реже одного раза в год. При выявлении в процессе эксплуатации турбины признаков снижения плотности клапанов (при пуске или останове турбины) должна быть проведена внеочередная проверка их плотности.

Критерием плотности служит частота вращения ротора турбины, которая устанавливается после полного закрытия проверяемых клапанов при полном (номинальном) или частичном давлении пара перед этими клапанами. Допускаемое значение частоты вращения определяется инструкцией завода-изготовителя или действующими руководящими документами, а для турбин критерии, проверки которых не оговорены в инструкциях завода-изготовителя или методических указаниях, не должно быть выше 50 % номинальной при номинальных параметрах перед проверяемыми клапанами и номинальном давлении отработавшего пара.

При одновременном закрытии всех стопорных и регулирующих клапанов и номинальных параметрах свежего пара и противодавления (вакуума) пропуск пара через них не должен вызывать вращения ротора турбины.

7.2.2.2 Плотность обратных клапанов регулируемых отборов и срабатывание предохранительных клапанов этих отборов должны проверяться не реже одного раза в год и перед испытанием турбины на сброс нагрузки.

Обратные клапаны регулируемых отопительных отборов пара, не имеющих связи с отборами других турбин, РОУ и другими источниками пара, проверке на плотность можно не подвергать, если нет специальных указаний завода-изготовителя.

7.2.3 Испытания систем регулирования

7.2.3.1 Проверка времени закрытия стопорных (защитных, отсечных) клапанов, а также снятие характеристик системы регулирования на остановленной турбине и при ее работе на холостом ходу для проверки их соответствия требованиям п. 6.4.2 настоящего стандарта и данным завода-изготовителя должны выполняться:

- после монтажа турбины;
- непосредственно до и после капитального ремонта турбины или ремонта основных узлов системы регулирования или парораспределения.

7.2.3.2 Снятие характеристик системы регулирования при работе турбины под нагрузкой, необходимых для построения статической характеристики, должны выполняться:

- после монтажа турбины;
- после капитального ремонта турбины или ремонта основных узлов системы регулирования или парораспределения.

7.2.3.3 Испытания системы регулирования турбины мгновенным сбросом нагрузки, соответствующей максимальному расходу пара, должны выполняться:

- при приемке турбин в эксплуатацию после монтажа;
- после реконструкции, изменяющей динамическую характеристику турбоагрегата или статическую и динамическую характеристики системы регулирования.

Испытания системы регулирования серийных турбин, оснащенных электрогидравлическими преобразователями (ЭГП), могут быть произведены путем парового сброса нагрузки (мгновенным закрытием только регулирующих клапанов) без отключения генератора от сети.

На головных образцах турбин и на первых образцах турбин, подвергшихся реконструкции (с изменением динамической характеристики агрегата или характеристик регулирования), и на всех турбинах, не оснащенных ЭГП, испытания должны проводиться со сбросом электрической нагрузки путем отключения генератора от сети.

Приложение А
(рекомендуемое)
Форма ведомости основных параметров технического состояния паротурбинной установки

Электростанция _____
Станционный № _____ с турбиной типа (фирма)_____
заводской № _____, год выпуска _____,
год пуска в эксплуатацию _____.
Паротурбинная установка находилась в _____ремонте
(вид ремонта)
с _____200 г. до _____200 г.

Параметр технического состояния		Заводские, проектные или нормативные данные	Данные эксплуатационных испытаний или измерений		Примечание
			до капитального ремонта	после капитального ремонта	
1.Общие параметры					
Максимальная приведенная мощность турбины, МВт					
Расход пара при номинальной мощности, т/ч					
Давление пара в контрольной ступени, МПа (кгс/см^2)					
2. Вибрация подшипников (суммарная), мм/с (мкм)					
Подшипник № 1	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 2	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 3	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 4	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 5	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 6	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 7	Вертикальная Поперечная Осевая				

Параметр технического состояния		Заводские, проектные или нормативные данные	Данные эксплуатационных испытаний или измерений		Примечание
			до капитального ремонта	после капитального ремонта	
Подшипник № 8	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 9	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 10	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 11	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 12	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 13	Вертикальная Поперечная Осевая				
Подшипник № 14	Вертикальная Поперечная Осевая				
3.Давление пара в коллекторе обогрева шпилек ЦВД/ЦСД (или в обнизке фланцевого разъема ЦВД/ЦСД), МПа (кгс/см^2)					
4. Давление пара за регулирующими клапанами, МПа (кгс/см^2)					
5. Параметры системы регулирования					
Общая степень неравномерности частоты вращения, %					
Степень нечувствительности регулирования частоты вращения, %					
Степень неравномерности регулирования давления пара в отборе, %					
Степень нечувствительности регулирования давления пара в отборе, % или МПа (кгс/см^2)					
1 отбор					
II отбор					
Пределы изменения частоты вращения ротора механизмом управления, верхний предел, С$^{-1}$ (для регуляторов с разделением характеристик не определять); нижний предел, С$^{-1}$ (нижний предел обязателен)					

Параметр технического состояния	Заводские, проектные или нормативные данные	Данные эксплуатационных испытаний или измерений		Примечание
		до капитального ремонта	после капитального ремонта	
6. Показатели плотности клапанов в режиме холостого хода				
Частота вращения ротора при закрытых регулирующих клапанах, $С^{-1}$				
7. Температура баббита вкладышей опорных подшипников, $^0С$				
№ 1				
№ 2				
№ 3				
№ 4				
№ 5				
№ 6				
№ 7				
№ 8				
№ 9				
№ 10				
№ 11				
№ 12				
№ 13				
№ 14				
8. Максимальная температура колодок упорного подшипника, $^0С$				
9. Давление масла в системе смазки, МПа (кгс/см^2)				
10. Параметры маслосистемы:				
Температурный напор, в маслоохладителях, $^0С$				
Температура масла после маслоохладителей, $^0С$				
11. Параметры вакуумной системы:				
Температурный напор в конденсаторе, $^0С$				
Гидравлическое сопротивление конденсатора, м вод.ст.				
Жесткость конденсата турбины, Мкг-экв/л				
Содержание кислорода в конденсаторе после конденсатных насосов, Мкг/л				
Скорость падения вакуума, мм рт. ст/мин.				
Разрежение, создаваемое эжектором, мм рт.ст.				
12. Параметры плотности обратных и предохранительных клапанов:				

Параметр технического состояния	Заводские, проектные или нормативные данные	Данные эксплуатационных испытаний или измерений		Примечание
		до капитального ремонта	после капитального ремонта	
Прирост мощности турбоагрегата при закрытых обратных клапанах (для турбин с поперечными связями), кВт				
Прирост частоты вращения холостого хода при закрытых обратных клапанах (для турбин энергоблоков), $с^{-1}$				
Давление в камере отбора при срабатывании предохранительных клапанов, МПа ($кгс/см^2$)				

Представитель электростанции (Ф.И.О.)

Руководитель ремонта (Ф.И.О.)

Приложение Б
(обязательное)
Уменьшение пожарной опасности от воспламенения масла

Б.1 Общие положения

Масляное хозяйство турбоустановок представляет собой значительную пожарную опасность.

В большинстве случаев пожары в турбинных отделениях электростанций возникали вследствие нарушения плотности маслосистемы из-за недостатков конструкции, низкого качества изготовления, монтажа и ремонта, а также дефектов сварных соединений и неудовлетворительной работы систем регулирования турбин.

Для предотвращения возникновения пожаров из-за воспламенения масла электростанциям выполнить следующее:

Б.2 Конструктивные мероприятия

Б.2.1 На вновь монтируемых турбинах все внешние маслопроводы, включая маслопроводы системы смазки, изготавливать из труб по ГОСТ 8734 и ГОСТ 8732 с предельными отклонениями по толщине стенки по ГОСТ 9567 и укомплектовывать их только стальной арматурой. Установка стальной арматуры с плоскими фланцами допускается только в случае конструктивной необходимости (например, на корпусных деталях масляных насосов, маслоохладителей, обратных клапанов и т.п.). При этом следует обеспечить тщательную пришабровку фланцевых соединений.

Для всех сливных маслопроводов применять фланцы с выступом стальные, плоские, приварные на P_y от 0,1 до 0,25 МПа (от 1 до 2,5 кгс/см^2) (ГОСТ 12820). Для всех напорных маслопроводов системы смазки, уплотнений вала генератора и системы регулирования применять фланцы с выступом и впадиной или с шипом и пазом (ГОСТ 12821) для рабочего давления: до 0,6 МПа (6 кгс/см^2) включительно – на P_y = 1 МПа (10 кгс/см^2); до 1,2 МПа (12 кгс/см^2) включительно – на P_y = 1,6 МПа (16 кгс/см^2); до 2,0 МПа (20 кгс/см^2) включительно – на P_y = 4,0 МПа (40 кгс/см^2); до 4,5 МПа (45 кгс/см^2) включительно – на P_y = 6,3 МПа (63 кгс/см^2).

Крепеж фланцев выполнить из сталей с прочностными свойствами не ниже, чем у стали Ст 5. Крепеж фланцевых соединений должен иметь надежное стопорение.

Замена плоских фланцев на внешних маслопроводах систем смазки и регулирования ранее установленных турбин фланцами с выступом и впадиной или с шипом и пазом, а также чугунной арматуры на стальную производится в сроки, утверждаемые техническим руководителем энергокомпании.

Имеющиеся в маслосистеме соединения с помощью накидных гаек или муфт, в случае недостаточной их надежности, заменить фланцевыми с конструктивным выполнением фланцев выступ – впадина или шип – паз.

Для выпущенных ранее типов турбин, у которых фланцы корпусов узлов системы регулирования не имеют соответствующих посадочных поверхностей и

выполнение таких поверхностей невозможно, в порядке исключения допускается сохранение плоских фланцев с установкой на них плотных кожухов с дренажом или установкой на разъеме фланцевого соединения уплотнительных хомутов с резиновыми прокладками по периферии фланцев.

Детали ниппельных и фланцевых соединений, служащих для связи маслопроводов с картерами или отдельными узлами системы регулирования должны поставляться заводами-изготовителями турбин.

Рабочие чертежи опор маслопроводов должны разрабатываться турбинными заводами. Трасса маслопроводов, как правило, должна иметь достаточную самокомпенсацию. Установка линзовых компенсаторов на напорных маслопроводах системы регулирования запрещается. В соответствии с чертежами заводов-изготовителей турбин установка линзовых компенсаторов разрешается на напорных маслопроводах системы смазки и на сливных маслопроводах.

Б.2.2 Внешние напорные маслопроводы, находящиеся в зоне размещения оборудования и трубопроводов с температурой деталей 180°С и выше, которые могут быть орошены маслом при нарушении плотности фланцевых и сварных соединений маслопроводов, заключить в специальные плотные защитные короба из листовой стали толщиной не менее 3 мм. Нижняя часть коробов должна иметь уклон для стока масла в сборную трубу диаметром не менее Ду 75 мм, соединенную с емкостью аварийного слива масла, независимо от коллектора аварийного слива.

При капитальных ремонтах короба должны проверяться на плотность заполнением водой.

Б.2.3 Маслопроводы вне защитных коробов отделить от горячих поверхностей защитными экранами, а их фланцевые и другие соединения (тройники и др.) заключить в специальные кожухи с отводом дренажа в безопасное место. Кожухи фланцевых соединений должны охватывать фланцы, сварные швы и участки трубы длиной от 100 до 120 мм от сварного шва. На сварные швы стыков маслопроводов в труднодоступных местах и вблизи швов установить уплотнительные хомуты с резиновыми прокладками. По мере перехода на гидродинамический способ очистки маслосистемы рекомендуется уменьшать количество наружных фланцевых соединений.

Б.2.4 На всех электростанциях для аварийного слива масла из маслосистем турбоагрегатов, где вместимость маслобака составляет 5 $м^3$ и более, предусмотреть специальные емкости, позволяющие произвести опорожнение наибольшей по объему маслосистемы.

Аварийный резервуар, в который обеспечивается самотечный слив, должен быть подземным и располагаться снаружи здания на расстоянии не менее 1 м от стен без проемов и не менее 5 м от стен с проемами.

При применении в маслосистемах огнестойкого масла (ОМТИ) аварийный слив не предусматривается.

Б.2.5 Трубопроводы и арматуру слива масла установить вне зоны возможного горения масла. Сечение сливного трубопровода должно обеспечить слив масла из маслосистемы в течение от 10 до 15 мин, но его диаметр должен быть не более 350 мм.

Б.2.6 Все горячие поверхности, расположенные вблизи маслопроводов, тщательно изолировать. Поверхность изоляции опасных участков должна быть оклеена стеклотканью с помощью раствора жидкого стекла и обшита листовой сталью или алюминием для предохранения ее от пропитывания маслом.

Б.2.7 Игольчатые вентили, дроссели настройки и другие устройства, устанавливаемые для изменения расхода масла в системах зашиты, регулирования и смазки, должны иметь ограничители предельного открытия.

Б.2.8 Внутри масляных баков не должно быть электрических контактов и реле сигнализации.

Б.2.9 Короба, экраны, кожухи на фланцах, кожухи на местах подсоединения трубопроводов к узлам регулирования, хомуты, поддоны, стяжки и т.п. изготавливаются в соответствии с чертежами заводов-изготовителей; в случае отсутствия таких чертежей их изготовление производится по месту в соответствии с чертежами типовых конструкции уплотнений мест прохода труб, разрабатываемых харьковским филиалом ЦКБ НПО «Энергоремонта».

Б.3 Мероприятия при монтаже и ремонте маслопроводов

Б.3.1 После приварки фланцев к маслопроводам их уплотняющие поверхности проверить по контрольным плитам и, при необходимости, пришабрить. Параллельность уплотняющих поверхностей проверить пластинчатым щупом; отклонение не должно превышать 0,3 мм.

Прокладки для фланцевых соединений изготовить в соответствии с типом фланцев и рекомендациями заводов-изготовителей турбин; в случае отсутствия рекомендаций – из электротехнического картона, прессшпана, маслобензостойкого паронита ПМБ ГОСТ 481:

- для напорных маслопроводов регулирования толщиной не более 0,4 мм;
- для напорных маслопроводов смазки толщиной не более 0,7 мм;
- для сливных маслопроводов толщиной от 1,0 до 1,5 мм.

Замена прокладочных материалов, рекомендуемых заводами-изготовителями, без согласия последних не разрешается.

Применение паронита для фланцевых соединений маслосистем, работающих на огнестойком масле ОМТИ, запрещается.

Б.3.2 При сварке стыков маслопроводов применять аргонодуговую сварку без использования подкладных колец.

Качество сборки стыков маслопроводов должно отвечать правилам Госгортехнадзора РФ. Качество монтажных сварных соединений должно проверяться методом ультразвуковой дефектоскопии; документация на заводские сварные соединения должна быть представлена заводом-изготовителем турбины.

Б.3.3 После монтажа и разборки всю систему маслопроводов, а после ремонтно-сварочных работ – соответствующие участки тщательно очистить, промыть и до установки коробов и кожухов опрессовать в собранном виде при давлении, превышающем рабочее в полтора раза или указанном заводом-изготовителем турбины.

Необходимость опрессовки маслосистем повышенным давлением при частичной их разборке определяется решением технического руководителя электро-

станции. Результаты испытаний оформляются актом.

Б.3.4 После монтажа или капитального ремонта произвести проверку работы маслосистемы на холостом ходу и при полной нагрузке, а также в режимах работы с включенными отборами для турбин с регулируемыми отборами пара. Все замеченные недостатки устранить до сдачи турбоагрегата в эксплуатацию и сделать об этом соответствующую запись в формуляре.

Б.4 Эксплуатационные мероприятия

Б.4.1 При работающем масляном насосе запретить проведение работ на маслопроводах и узлах системы регулирования, парораспределения и маслоснабжения, за исключением работ по замене манометров и наладочных работ по специальной программе, утвержденной техническим руководителем электростанции.

Б.4.2 В случае возникновения чрезмерной или опасной вибрации маслопроводов, пульсации давления масла и гидравлических ударов, угрожающих плотности маслосистемы, турбоагрегат аварийно остановить, выявить и устранить причины нарушений в работе маслосистемы.

Маслопровод и другие сборочные единицы маслосистемы тщательно осмотреть и подвергнуть гидравлической опрессовке при давлении, превышающем рабочее в полтора раза или указанном заводом-изготовителем турбины.

Б.4.3 При воспламенении масла, вызванном нарушением плотности маслосистемы, и невозможности немедленно ликвидировать пожар имеющимися у машинистов средствами, турбину остановить аварийно со срывом вакуума при отключенных рабочем, резервном и аварийном масляных насосах смазки; снабжение маслом уплотняющих подшипников системы водородного охлаждения генератора производить их масляными насосами до останова ротора агрегата и в течение не менее 15 мин. от начала вытеснения водорода.

Б.4.4 Аварийный слив масла из масляного бака производить в исключительных случаях для локализации пожара после вытеснения водорода из системы водородного охлаждения генератора; в схемах снабжения маслом уплотнений генератора с демпферными баками аварийный слив производить до окончания вытеснения водорода с учетом времени, в течение которого будет происходить снабжение уплотнений генератора от демпферного бака. Это время, определяемое вместимостью демпферных баков, должно быть внесено в местные противоаварийные инструкции.

Техническим руководителям электростанций необходимо разработать планы организационно-технических мероприятий с указанием конкретных сроков реализации требований данного циркуляра. Планы составить с учетом материального обеспечения мероприятий и утвердить их у руководства энергокомпании.

Приложение В
(рекомендуемое)
Рекомендации по оснащению турбоагрегатов энергоблоков мощностью 250 МВт и выше системой предотвращения развития возгораний масла

В.1 Турбоустановки, в которых турбины и питательные насосы имеют общие маслосистемы, работающие на нефтяном турбинном масле с электронасосами, а подшипники, включая и уплотнения вала генератора, обеспечены аварийными емкостями, целесообразно оснастить системами предотвращения развития загорания масла для уменьшения его выброса в очаг пожара при нарушении плотности маслосистемы.

В рекомендуемой системе объединены эксплуатационные мероприятия по уменьшению пожарной опасности турбоагрегатов при аварийном выбросе большого количества турбинного масла, включающие действия персонала, защит и блокировок по немедленному останову турбоагрегата с последующим отключением маслонасосов.

Алгоритм действия системы предотвращения развития загорания масла на турбоагрегатах согласован с заводами-изготовителями энергетического оборудования.

Система приводится в действие специальным ключом предотвращения развития пожара (КПРП), устанавливаемым на оперативной панели блочного щита управления.

При воспламенении на турбоагрегате масла и невозможности ликвидировать очаг горения имеющимися средствами тушения персонал поворачивает КПРП.

При повороте КПРП:

- включаются звуковой и световой аварийные сигналы «Пожар на турбине» на главном, блочном и местном щитах управления (там, где имеется персонал);
- немедленно отключается турбина воздействием на электромагнитные выключатели, аналогично защитам по осевому сдвигу ротора, падению давления масла на смазку или падению вакуума по условиям автоматических защит завода-изготовителя турбины данного типа.

После отключения турбины генератор отключается без выдержки времени, как при действии перечисленных выше защит.

По факту срабатывания концевых выключателей масляного выключателя генератора:

- без выдержки времени открываются задвижки и клапаны срыва вакуума;
- запрещается автоматическое и ручное включение резервных масляных насосов системы регулирования и без выдержки времени отключаются рабочие масляные насосы системы регулирования;
- через 60 с запрещается автоматическое и ручное включение резервного и аварийных насосов смазки и отключаются рабочие насосы смазки.

По сигналу «Пожар на турбине», в соответствии с инструкцией по эксплуа-

тации газовой системы водородного охлаждения генератора, персонал производит аварийное освобождение генератора от водорода.

Отключение работающего маслонасоса уплотнений генератора и запрет на действия АВР МНУ выполнить после останова ротора агрегата и не менее чем через 15 мин. от начала вытеснения водорода из корпуса генератора.

Электрическая схема предотвращения развития загорания масла на турбоагрегате, выполняемая без дублирования, должна проверяться перед пуском турбины из холодного состояния в режиме вращения валопровода турбины валоповоротным устройством.

В.2 Для реализации на электростанциях систем предотвращения развития загорания масла целесообразно:

В.2.1 Руководителям энергокомпании и электростанций для действующих энергоблоков:

В.2.1.1 Разработать рабочую схему системы и оснастить ею турбины Т-250-240 ПО ТМЗ; К-300-240, К-500-240 ПОАТ ХТЗ; К-300-240, К-500-240, К-80-240, К-1200-240 ПО ЛМЗ и сочленяемые с ними генераторы. Электрическую схему системы предотвращения развития загорания масла на турбоагрегатах согласовать с генеральным проектировщиком электростанции.

В.2.1.2 Ввести в местные инструкции соответствующие изменения и дополнения, определяющие действия персонала по предотвращению развития загорания масла и организации проверок электрической схемы системы.

В.2.1.3 В тех газомасляных системах генераторов ТГВ-300, в которых масло к МНУ подается из систем смазки турбоагрегата, установить обратный клапан Ду 100 мм 19с38нж на линии, связывающей маслобак со стороной всасывания МНУ.

В.2.2 Проектным институтам предусматривать в проектах систему предотвращения развития загорания масла для всех вновь вводимых турбоагрегатов, маслосистемы которых или отдельные их части снабжаются нефтяным турбинным маслом насосами с электроприводами, а подшипники, включая и уплотнения вала генератора, оснащаются противоаварийными емкостями масла.

Приложение Г
(обязательное)
Проверка состояния лопаточного аппарата паровых турбин

Г.1 В целях профилактики повреждений, выявления и устранения конструктивных и технологических недостатков, обнаружения и своевременной замены поврежденных элементов лопаточных аппаратов паровых турбин всем электростанциям предлагается:

При проведении капитальных ремонтов турбин всех типов выполнять контроль и испытания лопаточного аппарата в следующем объеме:

Г.1.1 Внешний осмотр рабочих и направляющих (сопловых) лопаток всех ступеней турбины и их связей. При осмотрах обращать внимание на состояние поверхностей лопаток в местах расположения связей, кромок лопаток по всей длине, стыков стеллитовых пластинок, шипов и ленточных бандажей возле отверстий. Особенно тщательно контролировать состояние выходных кромок корневой части лопаток последних ступеней низкого давления мощных турбин.

Отметить наличие возможных коррозионных повреждений рабочих лопаток на ступенях, работающих в зоне фазового перехода пара, а также наличие и степень стояночной коррозии рабочих лопаток всех остальных ступеней.

Г.1.2 Дефектоскопия рабочих и направляющих лопаток ступеней, которые имели повреждения на данной турбине или других турбинах аналогичного типа.

Рекомендуется применение ультразвуковой, цветной или магнитопорошковой дефектоскопии.

Г.2 При обнаружении обрывов лопаток, связей или других повреждений проточной части составлять подробную ведомость дефектов с указанием мест, характера и объема повреждений, часов наработки лопаточного аппарата и режимов работы турбины до повреждения.

Проводить расследование возможных причин повреждений с привлечением, при необходимости, специализированных предприятий (заводов, институтов и т.д.).

Г.3 Сообщать в энергокомпанию о всех поломках рабочих лопаток или значительных эрозионно-коррозионных повреждениях, обнаруженных как при аварийном останове, так и при текущем или капитальном ремонтах турбины.

Г.4 Обеспечить постоянный контроль за эксплуатационным состоянием лопаточного аппарата и проводимыми ремонтными работами с использованием формуляра (п.Г.5).

Заполнение формуляра производить следующим образом:

Г.4.1 Таблицу Г.2.1. заполнять для ступеней, на которых проводятся вибрационные испытания лопаток (таблицы Г.2.2-Г.2.4).

Г.4.2 Разметку пакетов, как правило, проводить от выбитых на ободе диска букв А и Б, соответствующих пакетам № 1 и 2, и далее в направлении вращения диска. Счет лопаток в пакете вести в том же направлении.

Г.4.3 Методика проведения и обработка результатов вибрационных испытаний приведены в СТО 70238424.27.100.012-2008

Г.4.4 Эрозионный износ входных кромок на вершинах лопаток измерять на наиболее изношенных лопатках ступени. Рекомендуется периодически проводить измерения на одних и тех же лопатках.

Г.4.5 В формуляр заносить данные внешнего осмотра и дефектоскопии лопаток всех ступеней турбины и наиболее подробно данные о лопатках, для которых проводятся вибрационные испытания. Помимо этого следует фиксировать меры, принятые для устранения обнаруженных дефектов.

Г.5 Форма формуляра

Энергообъединение, электростанция	Протокол осмотра и вибрационных испытания лопаток Турбина № _____ Тип _____ Лист № _____ *n* _____ об/мин

Работы проводились во время _____ ремонта _____ 20_____ г.

Таблица Г.2.1–Основные сведения о лопатках

№ ступени	$D_{ср}$, мм	lакт мм	$B = 0{,}785\frac{D_{ср}}{l}0{,}592$	$\kappa_t = \frac{E_t}{E_{20}}$	Бандажные связи (расстояния от корневого сечения, диаметр проволоки), мм	*nz*	Продолжительность работы, ч	
							после замены лопаток	с предыдущего ремонта

Разметка пакетов: _____

_____

_____

_____

_____

Вибрационные испытания проводились прибором: _____

_____

_____

_____

Осмотр, эрозионный и коррозионный износ лопаток, дефектоскопия и ремонт лопаток:

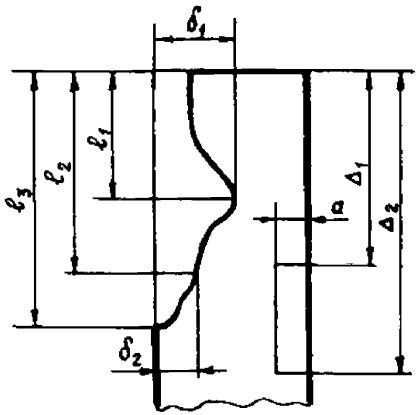
эрозионный износ

входная кромка

№ ступени			
№ пакета			
№ лопатки			
l_1 мм			
δ_1 мм			
l_2 мм			
δ_2 мм			
l_3 мм			
δ_3 мм			

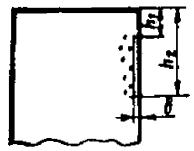
выходная кромка

№ ступени			
№ пакета			
Δ_1 мм			
Δ_2 мм			
δ_1 мм			
a мм			



Заключение: _____
коррозионный износ

№ ступени			
№ пакета			
№ лопатки			
h_1 мм			
h_2 мм			
b мм			



максимальный диаметр коррозионных язв, мм

_____

их глубина, мм _____, плотность язв, шт./см^2 _____

Заключение:

Дата	Исполнители	Руководитель группы	Начальник цеха

Таблица Г.2.2– Испытания пакетов лопаток

Ступень №			Ступень №			Ступень №		
№пакета	m_n	$S_{ст}$, Гц	№пакета	m_n	$S_{ст}$, Гц			
1			1					
2			2					
3			3					
Всего лопаток _____			Всего лопаток _____			Всего лопаток _____		

Таблица Г.2.3– Результаты испытаний пакетов

Параметр	Ступень №				
1. 2. 3. 4. 5. …					

Таблица Г.2.4– Испытания системы диск – лопатки

№ ступени	$S_{ст}^{m}$ при различном количестве узловых диаметров, Гц									B	K_i	m		Δn %
	2	3	4	5	6	7	8							

Приложение Д
(обязательное)
Предотвращение коррозионных повреждений лопаточного аппарата и дисков конденсационных и теплофикационных турбин на давление свежего пара от 9 до 24 МПа (от 90 до 240 кгс/см^2)

Д.1 Общие положения

Обследование состояния металла проточной части большого числа конденсационных и теплофикационных турбин выявило коррозионные повреждения дисков и лопаточного аппарата на ступенях турбин, работающих в зоне фазового перехода (зона влажного пара от линии сухого насыщенного пара до диаграммной влажности порядка 6 %).

Повреждения дисков в виде коррозионного растрескивания под напряжением различной интенсивности проявляются, в основном, на теплофикационных и конденсационных турбинах без промперегрева (наибольшее количество повреждений дисков обнаружено на теплофикационных турбинах Т-100-130 ПО ТМЗ).

Трещины в дисках располагаются, в основном, в зонах продольного шпоночного паза, разгрузочных и заклепочных отверстий, реже на торцовой поверхности ступицы и полотне диска.

Насадные диски с продольными шпонками в зоне фазового перехода применяются на турбинах Т-100-130, Т-50-130, ПТ-50-130 ПО ТМЗ и К-100-90, К-50-90, ПТ-60-90 и ПТ-60-130 ПО ЛМЗ. Насадные диски у других типов турбин имеют торцевые радиальные шпонки. В 1985 г. ПО ТМЗ перешло на изготовление насадных дисков перечисленных турбин с торцовыми радиальными шпонками, что обеспечивает существенное снижение уровня напряжений на поверхности расточки диска. Эта конструкция может использоваться также при замене дисков, имеющих коррозионные повреждения.

Коррозионная повреждаемость дисков зависит от их конструктивного выполнения, принятых расчетных напряжений, категории прочности, коррозионной стойкости металла и продолжительности работы в условиях воздействия агрессивных примесей, поступающих с паром в турбину. Для реальных условий эксплуатации зафиксировано начало появления трещин в дисках турбин, в основном, после 50 тыс. ч эксплуатации.

Для турбин без промперегрева в качестве существенного фактора, способствующего коррозионному растрескиванию дисков, отмечается более высокий уровень температуры начала фазового перехода – в пределах от 120 до 140 °С. При этом снижение температуры свежего пара по сравнению с номинальной приводит к неблагоприятному, с точки зрения развития коррозии, повышению температуры фазового перехода.

На теплофикационных и конденсационных турбинах с промперегревом массового коррозионного растрескивания дисков не выявлено.

На турбинах с промперегревом температура начала зоны фазового перехода находится в пределах от 40 до 70 °С.

Повреждения рабочих лопаток различной интенсивности в виде язвенной

коррозии, коррозионной усталости и коррозионного растрескивания под напряжением (часто связанных с поломками лопаток) выявлены практически на всех типах конденсационных и теплофикационных турбин как без промперегрева, так и с промперегревом. Зависимости возникновения повреждений от длительности эксплуатации не установлено.

Коррозионные повреждения лопаточного аппарата обычно локализуются в начальной зоне фазового перехода, однако при существенном ухудшении качества свежего пара коррозионные повреждения могут охватывать лопатки всех ступеней, работающих в области влажного пара.

Коррозионные повреждения лопаточного аппарата и дисков турбин связаны с поступлением в турбину с паром агрессивных примесей.

На энергоблоках с закритическими параметрами ухудшение качества свежего пара возможно при неудовлетворительной работе конденсатоочистительных и испарительных установок, которое усугубляется при поступлении сырой охлаждающей воды в конденсат турбин и сетевой воды в конденсат сетевых подогревателей вследствие неплотностей в их трубных системах. На ряде электростанций неудовлетворительная работа установок очистки конденсата связана с дефицитом добавочной воды, обусловленным потерями воды и пара в цикле, превышающими нормы.

На энергоустановках с барабанными котлами ухудшение качества свежего пара связано со следующими причинами.

Для барабанных котлов энергоустановок без конденсатоочистительных установок принята система регулирования температуры свежего пара впрыском конденсата собственного пара. Эта система допускает подачу для этой цели питательной воды при пусках и непродолжительных небольших нагрузках. При нормальной работе в регулировочном диапазоне нагрузок питательная вода может поступать в пар только при наличии неплотностей в трубной системе конденсаторов этой системы. Однако на ряде ТЭЦ эти конденсаторы демонтированы, а температура пара за котлом при всех нагрузках регулируется подачей питательной воды в паропроводы. Питательная вода в процессе эксплуатации может загрязняться агрессивными примесями при появлении присосов охлаждающей воды в конденсаторах турбин и сетевой воды в сетевых подогревателях, а также загрязненным возвращаемым конденсатом пара производственных отборов, поэтому использование питательной воды для непосредственного регулирования температуры пара за котлом является источником поступления агрессивных примесей в турбину. Возможно также попадание в питательную воду потенциально опасных органических веществ с добавочной водой.

При нарушении нормальной работы встроенных в барабан котла сепарационных устройств, агрессивные примеси могут поступать в свежий пар с капельной влагой из котловой воды.

На ТЭЦ и большинстве ГРЭС еще не внедрены автоматизированные системы химического контроля качества свежего пара перед турбинами.

Проектные организации в проектах вновь вводимых энергоустановок не на всех ТЭС предусматривают использование автоматизированной системы химического контроля качества свежего пара.

На электростанциях отмечаются случаи серьезных повреждений проточной части турбин, обусловленные стояночной коррозией, поскольку из-за отсутствия необходимых устройств персонал электростанций не выполняет предписаний об обязательной консервации оборудования при остановах турбин на срок более 10 суток.

Д.2 Предотвращение коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата турбин

Д.2.1 Для предотвращения коррозионных повреждений (выявления возможных коррозионных повреждений) дисков и лопаточного аппарата турбин целесообразно на оборудовании рассчитанном на давление пара от 9 до 24 МПа (от 90 до 240 кгс/см^2) в плановые капитальные ремонты турбин, но не позднее чем через 50 тыс. ч эксплуатации, включать операцию по обследованию металла дисков и лопаточного аппарата ступеней, работающих в зоне фазового перехода.

Д.2.1.1 Контроль состояния металла дисков и лопаточного аппарата выполнять согласно СТО 70238424.27.100.012-2008

Д.2.1.2 Диски ступеней, работающие в зоне фазового перехода, подвергнуть визуальному осмотру, магнитопорошковой и ультразвуковой дефектоскопии для выявления коррозионных трещин.

Д.2.1.3 Рабочие лопатки ступеней, работающих в зоне фазового перехода, осматривать визуально, выходные кромки лопаток контролировать МПД на наличие трещин, а вилкообразные хвостовики лопаток – методом УЗК.

Д.2.1.4 В случае обнаружения коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата турбин производить их ремонт или замену, руководствуясь указаниями заводов-изготовителей, общие положения которых приведены в п.Д.2.8.

Д.2.1.5 При замене поврежденных дисков турбин Т-100-130 ПО ТМЗ с продольными шпонками целесообразно производить установку дисков с радиальными торцовыми шпонками.

Д.2.2 На ТЭЦ с барабанными котлами, где отсутствуют конденсатоочистки, для повышения качества работы схем регулирования температуры пара котлов с помощью впрыска конденсата собственного пара выполнить мероприятия для обеспечения надежной работы конденсаторов этой системы, исключающие попадание питательной воды в пар через неплотности трубной системы. При необходимости установить модернизированные заводами-изготовителями более надежные конденсаторы.

Мероприятия по замене конденсаторов собственного пара включить в ежегодные приказы по повышению технического уровня эксплуатации электростанций.

Д.2.3 Обеспечить надежную и эффективную работу внутрибарабанных сепарационных устройств для предотвращения выноса агрессивной котловой воды с капельной влагой в пар.

Д.2.4 Впрыск питательной воды в промежуточный пароперегреватель барабанных котлов энергоблоков, не оборудованных системами очистки конденсата, допускать только в аварийных ситуациях и пусковых режимах.

Д.2.5 В проектах вновь вводимых энергетических установок на ГРЭС и ТЭЦ предусматривать:

Д.2.5.1 Автоматизированную систему контроля качества свежего пара перед турбинами по содержанию натрия, значениям pH и электропроводимости с выводом постоянно регистрируемой информации на блочный щит управления.

Д.2.5.2 Систему консервации оборудования турбинных установок при их выводе из эксплуатации на срок свыше семи суток.

Д.2.5.3 Использование на ТЭЦ барабанных котлов при отсутствии конденсатоочистки только с системой регулирования температуры пара котлов конденсатом собственного пара.

Д.2.6 Всем электростанциям обеспечить внедрение и надежную эксплуатацию автоматизированных систем химического контроля качества свежего пара перед турбинами и устройств консервации турбинного оборудования.

Д.2.7 На электростанциях, на которых действует автоматизированная система химического контроля, ввести постоянную, не реже одного раза в смену, регистрацию в суточной ведомости показателей качества свежего пара перед турбинами по содержанию натрия, значениям pH и электропроводимости. На электростанциях, на которых отсутствует автоматизированная система химического контроля, разрешается временно, до ее внедрения, выполнять указанную запись не реже одного раза в сутки.

Д.2.8 Общие указания по критериям, нормам отбраковки и технологии, ремонта лопаточного аппарата и дисков, работающих в зоне фазового перехода

Д.2.8.1 При обнаружении на дисках коррозионного повреждения (коррозионного растрескивания или интенсивной язвенной коррозии с потерей профиля) они должны быть демонтированы для проведения последующей, более полной повторной дефектоскопии неразрушающими методами.

Д.2.8.2 В случае, если с диска снимаются рабочие лопатки, дефектоскопии неразрушающими методами подвергаются внутренние поверхности гребня диска и хвостовики рабочих лопаток.

Д.2.8.3 Не допускаются к ремонту и дальнейшей эксплуатации демонтированные диски, имеющие коррозионные трещины на:

- посадочной поверхности;
- торцовых поверхностях ступицы на участке между расточкой и средним диаметром ступицы;
- поверхностях обода и гребней.

Д.2.8.4 Не допускаются к ремонту и дальнейшей эксплуатации рабочие лопатки при обнаружении на них коррозионных повреждений с трещинами на кромках или в прикорневом сечении. Все лопатки данной ступени подлежат замене. Не допускаются к эксплуатации также рабочие лопатки с коррозионными повреждениями, регламентированными заводами-изготовителями.

Д.2.8.5 Допускаются к ремонту диски, имеющие коррозионное повреждение, при условии, что их глубина не превышает допустимых значений, регламентируемых заводами-изготовителями.

Д.2.8.6 Ремонт поврежденных дисков производится в соответствии с рекомендациями заводов-изготовителей.

Д.2.8.7 Отремонтированные диски проходят повторную дефектоскопию после ремонта и при удовлетворительных результатах допускаются к дальнейшей эксплуатации по согласованию с заводом-изготовителем.

Д.2.8.8 Дефектоскопию отремонтированных дисков проводить в сроки, регламентированные заводами-изготовителями турбины, но не реже, чем через два-три года эксплуатации. Если на отремонтированных дисках при эксплуатации вновь образовались трещины, диски к дальнейшей работе не допускаются.

Приложение Е
(обязательное)
Предотвращение повреждений рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин из-за эрозии их выходных кромок

Е.1 Общие положения

Эрозионные повреждения выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней приводят к снижению ресурса работы лопаток, а в отдельных случаях могут стать причиной их поломок и аварий турбин.

Выполненные обследования турбин показали, что эрозия выходных кромок начинается от корня и распространяется до 0,6 длины рабочих лопаток последних ступеней. Ширина зоны эрозии может достигать пределов от 10 до 15 мм. При развитии эрозии появляются сквозные промывы выходной кромки и трещины, при этом резко снижается усталостная прочность рабочих лопаток. Наибольшему воздействию эрозии подвергаются рабочие лопатки, выходные кромки которых выступают из общей плоскости лопаток.

Одной из основных причин эрозионного повреждения является подсасывание из выходного патрубка обратными токами пара крупнодисперсной влаги в прикорневую зону лопаток и ее соударение с выходными кромками вращающихся рабочих лопаток последних ступеней турбины.

У конденсационных турбин энергоблоков это явление особенно отмечается при пусковых режимах и малых нагрузках, когда производится сброс значительных количеств пара и воды в конденсатор, а у теплофикационных турбин – при охлаждении предварительно распыляемой водой выхлопной части турбин и лопаточного аппарата последних ступеней в режимах с малыми расходами пара в ЦНД и при ухудшенном вакууме в конденсаторе.

Экспериментальная проверка различных способов дефектоскопии (травление, цветная, ультразвуковая, магнитопорошковая и токовихревая) для выявления дефектов типа трещин и сквозных эрозионных промывов на выходных кромках рабочих лопаток показала, что оптимальной является ультразвуковая дефектоскопия как достаточно надежная для обнаружения дефектов, наиболее технологичная и требующая наименьших трудозатрат при производстве работ.

Е.2 Для обеспечения надежности рабочих лопаток последних ступеней турбин необходимо выполнить следующие мероприятия:

Е.2.1 На электростанциях, в периоды текущих и капитальных ремонтов, необходимо систематически контролировать состояние выходных кромок всех рабочих лопаток последних ступеней турбин.

Е.2.2 В периоды текущих ремонтов выполнять визуальный осмотр выходных кромок всех рабочих лопаток последних ступеней. При обнаружении эрозии выходных кромок, дополнительно проводить ультразвуковой контроль эрозионно-поврежденных лопаток и рабочих лопаток, прошедших ремонт по этой причине в предыдущий период эксплуатации.

Ремонт и ультразвуковая дефектоскопия рабочих лопаток последних ступе-

ней должны осуществляться при вскрытых ЦНД. Допускается ремонт и ультразвуковая дефектоскопия отдельных лопаток без вскрытия ЦНД при надлежащей подготовке рабочего места и соблюдении необходимых мер по технике безопасности.

Е.2.3 В периоды капитальных ремонтов турбин все рабочие лопатки последних ступеней должны подвергаться тщательному визуальному осмотру и ультразвуковому контролю, независимо от степени эрозионного повреждения их выходных кромок. Рабочие лопатки, которые по результатам контроля подлежат ремонту, должны повторно проходить ультразвуковой контроль после ремонта.

При необходимости, для уточнения характера дефектов рекомендуется дополнительный контроль отдельных участков рабочих лопаток травлением.

Е.2.4 Визуальный контроль и ремонт рабочих лопаток последних ступеней с эрозионными повреждениями выходных кромок выполнять в соответствии с требованиями, изложенными в информационных письмах турбинных заводов.

Е.3 Для исключения эрозионного износа выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней должен быть выполнен разработанный турбинными заводами комплекс мероприятий по:

- реконструкции систем сброса пара и воды в конденсаторы;
- усовершенствованию пароприемных устройств;
- установке устройств улавливающих влагу на элементах выхлопного патрубка;
- совершенствованию охлаждающих устройств и автоматизации регулирования температуры пара после БРОУ (ПСБУ), после пароприемного устройства конденсатора и перед концевыми уплотнениями ЦНД.

Е.4 На тепловых электростанциях с блочными конденсационными и теплофикационными турбинами проверить соответствие заводским проектам схем сбросов пара и воды в конденсаторы. Не предусмотренные проектными решениями схемы сброса пара и воды в конденсаторы должны быть согласованы с соответствующими турбинными заводами или ликвидированы.

Приложение Ж
(обязательное)
Предотвращение аварий с прогибом вала паровых турбин

Анализ аварий и отказов с прогибом роторов показал, что основными причинами их возникновения являются:

- попадание при пусках либо остановах влаги в горячие цилиндры из дренажей перепускных труб, из неплотных впрысков РОУ, через передние уплотнения, из трубопроводов отборов при неплотных КОС, из непрогретых участков паропроводов, из линии отсоса от штоков клапанов;
- недопустимые разности температур верха и низа цилиндра, по глубине фланцев, между сторонами цилиндра;
- самопроизвольный разворот роторов турбины при прогреве перепускных труб через неплотные либо дефектные регулирующие клапаны;
- заедание опор цилиндров при их прогреве и нагружении турбины;
- неоднократные пуски турбины с недопустимой вибрацией.

Большинство аварий с прогибом роторов турбин являлись следствием того, что эксплуатационный персонал на электростанциях не соблюдает основные требования эксплуатационных инструкций. При пусках и остановах неудовлетворительно ведется контроль важнейших параметров теплового и механического состояния турбин, что приводит к несвоевременному выявлению отклонений от нормальных условий эксплуатации. Нерегулярно анализируются материалы проведенных остановов и пусков турбин. В ряде случаев действующие местные инструкции имеют недоработки в части обеспечения надежности режимов пуска и останова оборудования. Не уделяется должного внимания контролю за качеством ремонта и монтажа в части соблюдения зазоров в диафрагменных и концевых уплотнениях, тщательности выполнения тепловой изоляции главных паропроводов, стопорных и регулирующих клапанов, перепускных труб. Не предъявляются необходимые требования к качеству работы средств контроля за основными показателями, обеспечивающими безопасность пуска и останова турбины:

- искривлением (биением) вала турбины;
- вибрацией подшипников;
- относительными удлинениями роторов;
- тепловыми расширениями цилиндров;
- температурой пара в регулирующей ступени ЦВД и на входе в ЦСД;
- температурой перепускных труб и цилиндров турбин;
- разностью температур «верх – низ» ЦВД и ЦСД. Для предупреждения аварий с остаточным прогибом роторов турбин предлагается:

При очередном пересмотре инструкций по эксплуатации турбин и пусковых схем выполнять проверку их соответствия действующим заводским и типовым инструкциям и другим директивным документам. При рассмотрении инструкций обращать особое внимание на достаточность и четкость указаний по ведению режимов пусков, остановов, расхолаживания турбин, работе на промежуточных частотах вращения и холостом ходу, по проведению регламентных работ на рабо-

тающем оборудовании (проверка и настройка автоматов безопасности, проверка плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов, настройка и опробование предохранительных клапанов и т.п.).

При анализе пусковых схем целесообразно рассматривать все системы и узлы турбин и энергоблока, через которые возможно попадание воды и влажного пара в турбину:

- систему прогрева и дренирования главных паропроводов, стопорных и регулирующих клапанов турбины, перепускных труб ЦВД и ЦСД. Необходимо обратить особое внимание на надежное дренирование паропроводов холодного промперегрева, куда может попадать влага при работе или пропуске впрысков РОУ прогрева промперегрева;
- систему подачи пара на концевые уплотнения турбины, особенно подачу горячего пара на передние уплотнения ЦВД и ЦСД. При работе турбины в режиме самоуплотнения узлы системы, находящиеся в стерегущем режиме, должны тщательно дренироваться через постоянно действующие дренажи;
- систему отсоса пара в деаэратор от штоков стопорных и регулирующих клапанов турбины, уделив особое внимание дренированию трубопроводов со стороны деаэратора до обратного клапана;
- систему опрессовок паропроводов свежего пара и пара промперегрева;
- систему принудительного расхолаживания турбины сторонним паром.

По вопросам, возникающим при эксплуатации турбины и не нашедшим отражения в технической документации заводов-изготовителей и соответствующих стандартах целесообразно обращаться за разъяснением к заводу-изготовителю или другой специализированной проектной организации.

Для повышения знаний и навыков оперативного персонала по проведению пусков и остановов турбин и выполнению регламентных работ на работающем или неостывшем оборудовании целесообразно организовать его периодическое обучение.

При проведении занятий с персоналом рассматривать характерные причины повреждений турбин с остаточным прогибом роторов, с учетом конкретных особенностей установленного оборудования и выполненных схем, в том числе из-за:

- попадания воды в горячую турбину при опрессовывании главных паропроводов свежего пара и промперегрева;
- попадания влаги и захолаживания турбины в процессе пусков при недостаточном прогреве паровпускных органов;
- попадания влаги или влажного пара в горячие ЦВД и ЦСД при остановах и сбросах нагрузки из тупиковых участков паропроводов, из закрытых дренажных линий, через дефектные или неплотные обратные клапаны отборов, через линии отсосов от штоков клапанов и системы уплотнений;
- самопроизвольного разворота роторов турбины при прогреве перепускных труб через неплотные либо дефектные регулирующие клапаны турбины;
- возникновения недопустимых разностей температур «верх-низ», «глубина – поверхность фланцев», «левая – правая стороны»;
- попадания влаги на уплотнения турбины при недостаточном прогреве и дренировании подводящих линий;

- неравномерного расширения цилиндров при заеданиях в шпонках и кручения ригелей;
- нарушения режима работы валоповоротного устройства при остановах;
- повторного пуска турбины с биением ротора, превышающим допустимое значение.

Для каждой турбины следует установить на основании предыдущих пусков максимальное значение искривления ротора, возникающего во время прохождения критических частот вращения, которое должно быть внесено в местные инструкции по эксплуатации.

Производить разбор действий персонала после каждого останова и пуска турбины. При выявлении неправильных действий персонала проводить внеочередную проверку знаний производственных инструкций и местных инструкций по эксплуатации.

При остывании турбины целесообразно производить периодические обследования тепловой изоляции и на основании измерения температур металла цилиндров и главных паропроводов. При необходимости планировать и производить восстановительные ремонтные работы теплоизоляции в ближайшие капитальные или текущие ремонты.

Целесообразно организовать контроль установки зазоров в концевых и диафрагменных уплотнениях при монтаже или ремонте турбин и не допускать их уменьшения против заводских (формулярных) значений.

Необходимо особое внимание обращать на надежность, правильность показаний и качество регистрации приборов тепломеханического состояния турбин.

Длительная работа, проведение пусков и остановов турбин с неисправными приборами контроля тепломеханического состояния турбины (искривления вала, вибрации опор подшипников, относительных расширений роторов, осевого сдвига, температуры металла турбины и паропроводов) не допускается.

Приложение И
(обязательное)
Особенности эксплуатация турбин со сниженными температурами свежего пара и пара промперегрева

На ряде электростанций с целью предотвращения разрушения гибов паропроводов или других жаропрочных элементов котлов, паропроводов и арматуры вынуждены временно работать со сниженными температурами пара перед турбинами. В результате снижения начальной температуры свежего пара (на турбинах без промперегрева) или температуры пара после промперегрева в частях низкого давления турбин повышается влажность пара, а зона перехода от перегретого пара к влажному смещается на ступени, ранее работавшие в зоне перегретого пара. То и другое обстоятельства снижают надежность работы турбины из-за эрозионного износа элементов проточной части последних ступеней и коррозионных повреждений дисков и рабочих лопаток ступеней, работающих в переходной зоне.

Допустимый уровень снижения температуры пара перед турбинами определяется заводами-изготовителями турбин. Так, ПО «Ленинградский металлический завод» для турбин К-50-90, К-100-90 и ПТ-60-90/13 разрешил временную эксплуатацию при начальной температуре пара 515°С без ограничений по расходу пара, но с тщательным контролем за эрозионным износом последних ступеней в период капитальных ремонтов.

При снижении температур пара перед турбиной целесообразно сохранить процесс расширения пара в турбине близким к расчетному, если одновременно снизить давление свежего пара или давление в промперегревателе.

В случае необходимости оперативно определить допустимые режимы работы турбин при сниженных температурах пара, если нет других указаний завода, следует соблюдать условия приведенные в таблицах И.1 и И.2.

Таблица И.1 - Понижение давления свежего пара перед стопорными клапанами в зависимости от его температуры

Номинальные параметры свежего пара перед турбиной	Допустимые параметры пара перед турбиной	
	температура, °С	давление, МПа (кгс/см2)
9 МПа (90 кгс/см2) 535°С	520	8,4 (85)
	500	7,4 (75)
	480	6,4 (65)
13 МПа (130 кгс/см2) 555°С	540	12,3 (125)
	520	10,8 (100)
	500	9,3 (95)

Таблица И.2 - Ограничения расхода свежего пара на турбинах с промежуточным перегревом

Снижение температуры пара после промперегрева относительно номинального значения, °С	Допустимый расход свежего пара, % номинального
20	95
40	80

Приложение К
(обязательное)
Порядок обеспечения надежности эксплуатации подогревателей высокого давления

К.1 Общие положения

В целях предотвращения аварий ПВД (разрушение трубных систем, повышение давления в корпусах и трубных системах) электростанциям, проектным и наладочным организациям предлагается руководствоваться следующими положениями:

К.1.1 Все ПВД должны быть оборудованы:

- средствами зашиты от повышения уровня воды в корпусе;
- средствами защиты от повышения давления воды в трубной системе;
- средствами защиты от повышения давления в корпусе (кроме ПВД, подключенных к первому отбору турбины);
- средствами регулирования уровня конденсата греющего пара и сигнализацией повышения этого уровня.

Подогреватели высокого давления энергоблоков должны быть оборудованы двумя ступенями защиты от переполнения их корпусов.

При установке ПВД с равнопрочными корпусами, рассчитанными на давление первого отбора турбины, защита от повышения давления в корпусе ПВД не устанавливается.

К.1.2 Монтаж, регистрация, техническое освидетельствование, эксплуатация и ремонт ПВД должны выполняться в полном соответствии с правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением [1], заводскими инструкциями по монтажу и эксплуатации ПВД, по монтажу и ремонту мембранного уплотнения фланцевого разъема ПВД, рекомендациями по установке предохранительных клапанов на подогревателях высокого давления, указаниями по монтажу и наладке модернизированных систем защиты ПВД, «Техническими условиями на капитальный ремонт ПВД для систем регенерации паровых турбин», а также указаниями данного Порядка.

К.2 Защита от повышения уровня воды в корпусе ПВД

К.2.1 В турбоустановках с начальным давлением 9 МПа (90 кгс/см^2 и выше в качестве исполнительных органов защиты по повышению уровня использовать быстродействующие впускные клапаны, отсекающие подачу питательной воды в ПВД и открывающие обвод группы ПВД (или ПВД), а также отключающие задвижки на входе, выходе и на внешней обводной линии группы ПВД (ПВД) и задвижки на подводе греющего пара. Указанные отключающие задвижки оборудовать электроприводами.

На электростанциях с поперечными связями в качестве внешнего обвода ПВД можно использовать общий обвод (холодную линию питания) нескольких параллельных групп ПВД.

К.2.2 В установках среднего давления и установках иностранных фирм, в которых ПВД не имеют быстродействующих защитных клапанов, в качестве исполнительных органов защиты использовать отключающие электрифицированные задвижки на входе и выходе питательной воды.

К.2.3 Время срабатывания защиты с быстродействующими впускными клапанами не должно превышать 5 с (от момента формирования дискретного сигнала защиты до полной посадки впускного клапана). В случае недостаточного быстродействия защиты выполнить наладочные или реконструктивные работы по элементам защиты.

К.2.4 На электростанциях с поперечными связями в каждом ПВД контролируется одно значение уровня. При повышении уровня в корпусе любого ПВД защита действует на открытие двух параллельно включенных импульсных органов, управляющих впускным клапаном группы ПВД, открытие задвижки на байпасной линии ПВД, закрытие задвижек на входе и выходе воды из группы ПВД и задвижек на подводе пара к каждому ПВД.

К.2.5 На электростанциях с блочными установками на каждом ПВД контролируются два значения уровня: уровень срабатывания локальной защиты ПВД (аналогично п. К.2.4) и максимально допустимый уровень, который выбирается на 2500 мм выше уровня срабатывания локальной защиты.

Каждое значение уровня контролируется одним датчиком:

- при повышении уровня в корпусе любого ПВД до уровня срабатывания локальной защиты или до максимального уровня срабатывает локальная защита ПВД и производит действия согласно п. К.2.4;
- при поступлении сигналов от обоих датчиков (схема «И») защита действует на останов энергоблока (котла, турбины и питательных насосов) и на отключение группы ПВД согласно п. К.2.4.; на энергоблоках с барабанными котлами – дополнительно на останов всех питательных насосов с запретом включения резерва и на закрытие запорных задвижек и регулирующих питательных клапанов на подводе питательной воды к котлу (обоим котлам дубль-блока).

К.2.6 В целях исключения возможности вмешательства оперативного персонала в работу защиты – вывода защиты или отмены ее действия – электрические схемы локальной защиты ПВД по повышению уровня выполнять следующим образом:

- исключить из цепи включения выходных реле защиты контакты переключателя защиты ПВД, отключающие эту защиту. В тех схемах, где не предусмотрены индивидуальные накладки в цепях защиты каждого ПВД, установить их для возможности проверки действия защит на сигнал;
- вместо переключателя защиты ПВД с фиксированными положениями установить возвратный ключ дистанционного отключения ПВД с положениями «Отключение ПВД», «Нейтральное». При положении «Отключение ПВД» должны срабатывать выходные реле защиты;
- выполнить автоматический съем самоудерживания выходных реле защиты ПВД после окончания действия защиты, т.е. после полного открытия (или закрытия) задвижки, имеющей наибольшее время хода.

К.2.7 Объемы проверок защиты ПВД по повышению уровня и периодичность их проведения должны быть следующими:

- на работающем оборудовании блочных установок один раз в неделю проводить сравнение между собой показаний приборов разных пределов защиты (локальной и максимальной) на каждом ПВД. Если приборы защиты не имеют показывающих устройств, должны сравниваться аналоговые сигналы АДП с учетом разницы номиналов датчиков. Результаты сравнения регистрировать в оперативной документации;
- на электростанциях с поперечными связями опробовать защиту ПВД в соответствии с п. 1 таблицы Л.2.5;
- на блочных установках опробовать защиту ПВД в соответствии с пп. 1, 2 таблицы К.2.5, совмещая по времени проверку локальной защиты и защиты по максимальному уровню.

Таблица К.2.5

Вид защиты	Метод опробования	Периодичность опробования	Примечание
1. Локальная защиты (защита ПВД)	На сигнал С воздействием на исполнительные органы группы ПВД	После простоя ПВД от 6 до 72 ч а) после простоя ПВД 72 ч и более; б) по графику, но не реже одного раза в 3 мес.; в) после ремонта импульсной пли исполнительной части защиты	
2. Защита по максимальному уровню (общеблочная защита)	На сигнал	а) после простоя ПВД от 6 до 72 ч; б) после простоя ПВД 72 ч и более; в) по графику, но не реже одного раза в 3 мес.; г) после ремонта импульсной пли исполнительной части защиты	Выполняется с воздействием на исполнительные органы блока, если это требование имеется в местной инструкции по комплексному опробованию защит блока

К.2.8 Опробование локальной защиты ПВД с действием на исполнительные органы проводить при повышении уровня в одном из подогревателей группы; в других подогревателях группы локальную защиту проверять на сигнал.

Повышение уровня на работающем ПВД до назначенного значения параметра срабатывания локальной защиты выполнять прикрытием регулирующего клапана на отводе конденсата греющего пара. На включаемых в работу ПВД – имитацией на датчике локальной защиты, для чего закрыть «плюсовой» вентиль защиты и открыть вентиль уравнительной линии.

Повышение уровня в ПВД до максимального во всех случаях имитировать на датчике максимальной зашиты.

К.2.9 Рекомендуется следующий порядок операций при опробовании защит работающей группы ПВД блочной установки:

- перевести действие защиты по максимальному уровню на сигнал;

- имитацией максимального уровня проверить действие локальной защиты с посадкой впускного клапана и с воздействием на задвижки согласно п. К.2.4; убедиться, что время от формирования дискретного сигнала зашиты до посадки впускного клапана не более 5 с. Проконтролировать появление звукового сигнала (звонок) и световых табло «Сработала локальная зашита ПВД», «Сработал один прибор защиты»;
- восстановить схему датчика максимального уровня, сохранив действие максимальной защиты на сигнал; проверить исчезновение всех сигналов;
- перевести действие локальной защиты на сигнал;
- повысить уровень в корпусе до назначенного параметра срабатывания локальной защиты; проконтролировать появление сигналов «Сработала локальная защита ПВД» и звукового сигнала (звонка);
- на датчике максимального уровня имитировать повышение уровня до назначенного значения параметра срабатывания защиты; проконтролировать появление на световом табло сигнала «Сработала зашита по максимальному уровню в ПВД» и звукового сигнала (сирены);
- восстановить схему датчика максимального уровня; снизить уровень в корпусе до нормального, проверить исчезновение всех сигналов;
- перевести действие всех защит (локальной и блочной) на отключение.

Аналогичным образом, имитацией повышения уровней провести испытания защит в двух оставшихся корпусах группы ПВД, после чего подключить группу к турбине.

При необходимости полного опробования защит ПВД перед их подключением к работающей турбине это опробование целесообразно провести в два этапа:

- имитацией повышения уровня проверить работоспособность впускного клапана;
- подключив ПВД к турбине, выполнить весь объем проверки с действием на все исполнительные органы в рекомендуемой выше последовательности.

К.3 Защита от повышения давления в корпусе ПВД

К.3.1 При отключениях ПВД защитой по повышению уровня возможно повышение давления в корпусе ПВД сверх расчетного за счет пропуска конденсата или пара по линии каскадного отвода конденсата греющего пара из вышестоящего по отбору подогревателя при незакрытом регулирующем клапане уровня. Таким образом, в условиях эксплуатации линия каскадного отвода дренажа может стать источником повышенного давления для нижестоящего по отбору ПВД.

В связи с этим в турбоустановках с начальным давлением 9 Мпа (90 кгс/см^2) и выше корпусы ПВД, кроме подключенных к первому отбору турбины и ПВД с равнопрочными корпусами, должны быть оснащены предохранительными устройствами.

Подогреватели высокого давления должны оснащаться пружинными предохранительными клапанами.

К.3.2 Предохранительные устройства, устанавливаемые на корпусах ПВД, не рассчитаны для защиты корпусов при их постановке под давление питательной воды в случаях неплотностей трубной системы.

К.3.3 Число предохранительных устройств, их размеры и пропускная способность должны быть выбраны по расчету так, чтобы в корпусе не могло образоваться давление, превышающее рабочее на 15 % .

К.3.4 Пропускная способность предохранительных устройств должна рассчитываться на максимальный расход пара по линии каскадного отвода конденсата греющего пара при полностью открытом регулирующем клапане на этой линии.

Расчетное сечение предохранительных устройств должно определяться в соответствии с указаниями правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением [1].

К.3.5 При комплектации ПВД предохранительными клапанами (если они не были укомплектованы заводом-изготовителем) и их установке следует пользоваться рекомендациями по установке предохранительных клапанов на подогревателях высокого давления завода-изготовителя.

При комплектации ПВД мембранными предохранительными устройствами (МПУ) руководствоваться технической документацией, разработанной предприятиями-изготовителями МПУ.

Выхлопные трубопроводы после предохранительных устройств должны быть спроектированы с учетом отвода пара, выходящего из предохранительных устройств, в безопасное место.

К.3.6 Для обеспечения нормального функционирования защиты от повышения давления в корпусе ПВД необходимо:

- пропускную способность линии каскадного отсоса паровоздушной смеси из подогревателей ограничивать установкой на них дроссельных шайб с отверстиями диаметром 3 и 5 мм соответственно между верхним, средним и нижним ПВД. Эти линии не должны иметь арматуры (между ПВД);
- предохранительные клапаны, установленные в системе защиты по повышению давления в корпусе ПВД, проверять после монтажа, ремонта и по графику, установленному на ТЭС. При использовании МПУ их настройку и эксплуатацию осуществлять в соответствии с документацией предприятий-изготовителей.

К.4 Защита от повышения давления из-за разогрева в замкнутой системе ПВД

К.4.1 В отключенной группе ПВД при закрытой запорной арматуре на входе и выходе из ПВД возможно повышение давления воды в трубной системе сверх допустимого из-за разогрева этой воды паром отборов турбины, поступающим в корпусы ПВД через неплотную запорную арматуру.

К.4.2 В качестве устройства, защищающего подогреватели от повышения давления в трубной системе, выполнить байпасные линии диаметром 20 мм для сброса части воды из трубной системы ПВД в питательный трубопровод помимо запорной задвижки на выходе.

На байпасной линии последовательно по ходу питательной воды установить вентиль с ручным приводом и два обратных клапана. Запорный вентиль при работающей группе ПВД должен быть постоянно открыт и опломбирован в этом положении. Закрытие его производить лишь при выполнении ремонтных работ на

ПВД и при проверках плотности трубных систем перед включением подогревателей в работу.

Арматуру байпасных линий подвергать ревизии и ремонту одновременно с прочей арматурой ПВД.

К.5 Обеспечение надежности трубной системы ПВД

К.5.1 Объем повреждений трубной системы подогревателей высокого давления после наработки от 100 до 120 тыс. ч существенно увеличивается. Наблюдаются размывы (утонение стенки) отводов от входного стакана к раздающим коллекторам, коллекторных труб по периферии отверстий под змеевики, износ трубопроводов за дросселирующими шайбами, что создает угрозу безопасной эксплуатации оборудования.

К.5.2 Для предотвращения разрушения элементов трубной системы ПВД необходимо выполнить контроль толщин стенок элементов трубной системы. Проведение УЗД элементов трубной системы ПВД должно выполняться со следующей периодичностью:

- первичную проверку с помощью УЗД толщины стенок входных участков змеевиков ПВД турбоустановок с давлением пара ниже 13,0 МПа (130 кгс/см^2) необходимо проводить в объеме 100 % через 12 лет после начала их эксплуатации, а в дальнейшем – в каждый капитальный ремонт турбины, но не реже одного раза в 6 лет;

- первичную и последующие проверки с помощью УЗД толщины стенок входных участков змеевиков ПВД турбин с давлением пара 13,0 МПа (130 кгс/см^2) и выше, изготовленных заводом после 1972 г., а также прошедших модернизацию по проекту УралВТИ в условиях электростанций, проводить в объеме 100 % во время капитальных ремонтов, но не реже одного раза в 6 лет.

Контроль следует выполнять в ближайший капитальный ремонт при наработке 100 тыс. ч и при ближайшем вскрытии ПВД, если наработка составляет 120 тыс. ч и более, не допуская наработки более 130 тыс. ч;

Таблица К.2.6

Объект контроля	Метод контроля	Объем контроля	Сроки проведения
Отвод от входного стакана (патрубка) к раздающему коллектору	Измерение толщины стенки ультразвуковым методом	За сварным соединением и на расстоянии 50 и 100 мм от него по всей поверхности (в 8-12 точках)	Через 100 тыс. ч и в дальнейшем в каждый капитальный ремонт
Отвод от верхнего сборника к центральной отводящей трубе	То же	То же	То же
Гибы отводов от входного стакана (патрубка) к раздающим коллекторам и от собирающих коллекторов к верхнему сборнику	То же	В среднем радиальном сечении гиба и на расстоянии 50 мм от него по обе стороны	То же

Объект контроля	Метод контроля	Объем контроля	Сроки проведения
Участки коллекторных и перепускных труб за дроссельными шайбами	Измерение толщины стенки ультразвуковым методом	За сварным соединением дроссельной шайбы и на расстоянии 50 и 100 мм от него по ходу питательной воды в доступных местах	То же
Участки конденсатопроводов за регулирующим клапанами (РК) уровня воды в ПВД	Измерение толщины стенки ультразвуковым методом	За сварным соединением и на расстоянии 50 и 100 мм от него по ходу конденсата	Через 100 тыс. ч и в дальнейшем в каждый капитальный ремонт
Стыковые и угловые сварные соединения	Контроль в соответствии с СТО 70238424.27.100.029-2009	100 % труб с наружным диаметром 76 мм и более	Через каждые 100 тыс. ч
Прямые участки и гибы входных участков змеевиков (на длине 250 мм по периметру трубы)	Измерение толщины стенки ультразвуковым методом	Первичная и последующие проверки ПВД турбоустановок с давлением пара ниже 13,0 МПа (130 кгс/см^2) в объеме 100 % То же, ПВД турбоустановок с давлением пара 13,0 МПа (130 кгс/см^2) и выше, изготовленных заводом после 1972 г., а также прошедших модернизацию по проекту УралВТИ в условиях электростанций в объеме 100 %	Через 12 лет эксплуатации ПВД, в дальнейшем – в каждый капитальный ремонт, но не реже одного раза в 6 лет
Отверстия в коллекторе под змеевик	Визуальный осмотр с определением овальности	При замене входного участка каждого змеевика	Во время капитальных ремонтов, но не реже одного раза в 6 лет

- на энергоблоках мощностью 150 МВт и более контроль элементов трубной системы выполнять в соответствии с таблице К.2.6.

К.5.3 Подлежат замене элементы трубных систем ПВД, толщина стенки которых меньше рассчитанной по формуле

$$S = \frac{PD_н}{200\varphi[\sigma] + P} \qquad (К.1)$$

где P – 0,9 максимального расчетного давления: 38 МПа (380 кгс/см^2) для блоков 300 МВт и более, 23 МПа (230 кгс/см^2) для блоков 150 и 200 МВт;

$D_н$ – наружный диаметр трубы, мм;

φ – коэффициент ослабления; для прямых и изогнутых труб, не ослабленных отверстиями, принимается равным единице, а для участков труб, ослабленных отверстиями, берется из паспорта сосуда;

[σ] – номинальное допускаемое напряжение: для температур до 200°С – 14 МПа (140 кгс/см^2), до 250°С – 13,2 МПа (132 кгс/см^2), до 275°С – 12,6 МПа (126 кгс/см^2), до 300°С – 11,9 МПа (119 кгс/см^2).

Для уменьшения скорости износа коллекторов разрешается удаление дроссельных шайб из перепускных труб в зоне охладителя конденсата.

К.5.4 Измерение толщины стенок входных участков змеевиков ПВД производится на длине 250 мм с помощью ультразвуковых толщиномеров УТ-92п или других приборов аналогичного назначения.

К.6 Обеспечение надежности корпусов ПВД

К.6.1 Одним из важных элементов конструкции подогревателей высокого давления является фланцевое соединение корпуса, от качества изготовления, монтажа и ремонта которого во многом зависит обеспечение безотказной и безопасной эксплуатации ПВД.

К.6.2 Опыт эксплуатации ПВД, а также результаты расследования аварий показывают, что при эксплуатации и ремонте ПВД допускаются серьезные технологические и организационные нарушения. К их числу относятся следующие:

- выполнение ремонтных работ по замене мембранного уплотнения фланцевого соединения без разработанной технологии;
- реконструкция уплотнения фланцевого соединения с заменой мембранных уплотнении без согласования с заводом-изготовителем;
- отсутствие поузлового контроля качества ремонта ПВД;
- ремонт ПВД не отражается в требуемом объеме в отчетной технической документации.

К.6.3 В целях обеспечения безотказной работы корпусов ПВД предлагается:

- распоряжением по электростанции закрепить на операции ремонта ПВД постоянный ремонтный персонал, в состав которого должны войти дипломированные сварщики, прошедшие дополнительное обучение применительно к сварке конкретных сварных конструкций мембранного уплотнения;
- распоряжением по электростанции утвердить список инженерно-технических работников, закрепленных для руководства работами по мембранным уплотнениям;
- ремонт мембранных уплотнений фланцевого соединения ПВД выполнять только в соответствии с заводской инструкцией по монтажу и ремонту мембранного уплотнения фланцевого разъема ПВД;
- строго контролировать технологию ремонта и порядок опробования и приемки оборудования из ремонта;
- работы по установке и ремонту мембранного уплотнения фланцевого соединения отражать в отчетной технической документации; все случаи разуплотнения фланцевого разъема ПВД по причинам заводского, монтажного, ремонтного или эксплуатационного характера должны фиксироваться и документально сохраняться в паспорте ПВД;
- требования эксплуатационных инструкций, касающихся ПВД, должны с учетом особенностей конструкций мембранных уплотнений отражать:

- условия включения ПВД в работу и скорости подъема давления в корпусах;
- условия регулирования уровня с целью исключения разнотемпературного режима работы верхнего и нижнего фланцев;
- условия, исключающие местные внешние охлаждения отдельных частей мембранного уплотнения;
- качество изоляции фланцевого разъема;
- техническим руководителям электростанций проверять наличие и содержание технической документации на мембранные уплотнения ПВД; прорабатывать с персоналом, обеспечивающим эксплуатацию и ремонт ПВД, эксплуатационные инструкции, циркуляры и решения по эксплуатации и ремонту ПВД, инструкцию по монтажу и ремонту мембранных уплотнений фланцевого соединения ПВД.

К.7 Организация эксплуатации

К.7.1 Для обеспечения надежной эксплуатации ПВД и системы защит необходимо:
- не допускать подачу воды в группу ПВД и работу ПВД без включенных защит по каждому ПВД;
- не допускать внесения изменений в технологические схемы и схемы защит ПВД без согласования с организацией, проектировавшей данную электростанцию;
- все случаи появления свищей в трубной системе фиксировать в технической документации ПВД, ликвидацию дефектов осуществлять в соответствии с инструкциями заводов-изготовителей. Контроль качества сварочных работ в трубной системе целесообразно возложить на одну из специализированных лабораторий металлов;
- осуществлять внутренний осмотр ПВД комиссией, возглавляемой ответственным по надзору, после каждого капитального ремонта, но не реже одного раза в 6 лет. ПВД должны предъявляться для внутреннего осмотра и гидравлического испытания после двух капитальных ремонтов, но не реже одного раза в 12 лет.

К.7.2 В инструкции по обслуживанию турбинного оборудования необходимо внести следующие положения по:
- срокам и порядку проверки защит ПВД, изложенных в настоящем подразделе;
- запрещению подачи воды в ПВД без включения зашиты по повышению уровня;
- действиям персонала при отключениях ПВД;
- скоростям повышения давления в корпусах ПВД, которые не должны превышать 0,06 МПа (0,6 кгс/см^2) в минуту при включении ПВД на работающей под нагрузкой турбине. В случае включения ПВД одновременно с пуском турбины скорость повышения давления в корпусах определяется скоростью повышения нагрузки турбины;

- поддержанию уровня конденсата в корпусах ПВД с точки зрения температурного режима фланцевого соединения.

К.7.3 В программу обучения эксплуатационного и ремонтного персонала, обслуживающего ПВД, включить изучение технической документации, указанной в настоящем приложении и требований настоящего стандарта.

Приложение Л
(обязательное)
Предотвращение заражения конденсата кислородом в схеме турбоустановки на участке конденсатор – деаэратор

Надежность работы тепловых электростанций в значительной степени зависит от совершенства подготовки и поддержания качества питательной воды. Поэтому при эксплуатации необходимо соблюдать ряд мер по предотвращению ухудшения качества воды при ее движении по пароводяному тракту.

Одним из участков пароводяного факта на электростанции, на котором могут создаваться условия, ухудшающие качество конденсата (питательной воды), является участок конденсатор-деаэратор. При наличии в воде после конденсатора коррозионно-активных газов, в частности кислорода, трубопроводы и оборудование, расположенные на участке от конденсатора до деаэратора, подвергаются коррозии. Продукты коррозии, выносимые в деаэратор, а оттуда в котел, откладываясь па поверхностях нагрева, создают предпосылки для их повреждения.

Проверка деаэрирующей способности конденсаторов современных турбин показала, что большинство конденсаторов обеспечивает в широком диапазоне их паровых нагрузок, даже при низких температурах охлаждающей воды, глубокую деаэрацию, практически удовлетворяющую установленным нормам по содержанию кислорода в конденсате.

На повышение содержания кислорода в конденсате отработавшего пара оказывают влияние присосы воздуха в паровую часть конденсатора через разъемы ЦНД, неудовлетворительно работающие концевые уплотнения турбины и др. При хорошей деаэрирующей способности конденсатора и достаточной производительности эжектора умеренные присосы практически не оказывают влияния на повышение содержания кислорода в конденсате. Однако при низких паровых нагрузках конденсатора (ниже 50 %) и при температуре охлаждающей воды ниже пределов от 5 до 7°С чрезмерные присосы воздуха вызывают ухудшение условии деаэрации в конденсаторе и повышение содержания кислорода в выходящем из конденсатора конденсате.

Конденсат греющего пара поверхностных вакуумных ПНД может заражаться кислородом при неудовлетворительной организации отсоса неконденсирующихся газов из корпуса подогревателя.

Наиболее опасным в отношении активного заражения конденсата кислородом воздуха является присос воздуха в трубопроводы конденсата, т. е. непосредственно в воду.

Заражение основного конденсата, прошедшего деаэрацию в конденсаторе, может происходить:

- при подводе в сборник конденсата под уровень конденсата различных потоков зараженного кислородом конденсата (дренаж греющего пара поверхностных ПНД, дренаж из холодильников эжекторов, из сальникового подогревателя, подвод добавочной химически очищенной воды, конденсат от уплотнений питательных насосов, конденсат от системы охлаждения электродвигателя ПЭН и др.);

- через неплотности всасывающего тракта конденсатных насосов и корпусов самих насосов;
- через неплотности всасывающего тракта и корпусов сливных насосов, откачивающих в линию основного конденсата дренаж греющего пара из вакуумных ПНД.

Таким образом, для обеспечения высокого качества конденсата главным требованием является высокая воздушная плотность вакуумной системы турбины.

В целях поддержания высокого качества конденсата на факте от конденсатора до деаэратора целесообразно:

- перенести все вводы дренажей, зараженных кислородом, из сборника конденсата в нижнюю часть парового пространства конденсатора, но в место выше максимального эксплуатационного уровня конденсата.

Выбор места ввода зависит от конструкции трубного пучка конденсатора: ввод должен быть осуществлен в то место корпуса конденсатора, где имеется достаточное расстояние до крайних рядов охлаждающих трубок, через трубу с дефлектором для исключения непосредственного попадания струи конденсата на трубки с одновременным обеспечением разбрызгивания конденсата для лучшей его деаэрации в конденсаторе;

- обследовать все сварные соединения на участке сборник конденсата – конденсатный насос и на трубопроводах дренажа греющего пара от ПНД к сливным насосам и ликвидировать все выявленные неплотности;
- во все фланцевые соединения трубопроводов конденсата, находящиеся под вакуумом, установить прокладки из мягкой резины толщиной от 4 до 6 мм;
- заменить задвижки на всасывающей линии конденсатных и сливных насосов специальной вакуумной арматурой или герметизировать уплотнение штоков существующих задвижек. Для этого необходимо:

а) выполнить гидравлические уплотнения штоков с подводом в фонарь уплотнения конденсата на давление от 0,5 до 0,6 МПа (от 5 до 6 кгс/см^2).

Для задвижек с вертикальным расположением штока допускается установка ванн, охватывающих место уплотнения штока, с постоянным подводом воды, обеспечивающим неизменный уровень конденсата в ванне;

б) установить на шток задвижки опорное стальное и поверх него запорное резиновое кольцо толщиной от 10 до 15 мм, обеспечивающее герметичность входного отверстия узла сальника при полностью открытой задвижке и позволяющее перенабивать сальник на работающем оборудовании;

в) установить в уплотнение штока вместе с обычной сальниковой набивкой резиновые кольца (по обе стороны фонаря гидроуправления);

- уплотнить разъемы конденсатных и сливных насосов;
- проверить состояние концевых гидравлических уплотнений конденсатных и сливных насосов, обеспечив поступление в достаточном количестве уплотняющей воды к сальнику;
- для проверки плотности корпуса конденсатных насосов смонтировать байпасы на обратных клапанах насосов. Периодически производить опрессовку насосов давлением конденсата при закрытой задвижке на всасывающей линии;

- на всех поверхностных ПНД, находящихся в нормальной эксплуатации под вакуумом, в зависимости от типа и размеров подогревателя установить устройства для отсоса неконденсирующихся газов. Такие устройства должны быть выполнены на всех ПНД, не имеющих по конструкции трубного пучка специально организованного отсоса воздуха.

Конструктивная разработка устройства производится по месту.

Для эффективного удаления газов из ПНД необходимо на высоте около 150 мм от нормального уровня конденсата установить кольцевой коллектор отсоса с отверстиями по внутренней образующей; отвод газов из коллектора производить в конденсатор.

Каскадный ввод дренажа греющего пара верхнего (по давлению) ПНД должен осуществляться под уровень конденсата через барботажную трубу, что способствует лучшей дегазации конденсата.

Если в системе регенеративного подогрева конденсата установлены смешивающие вакуумные ПНД (один или два), то проведением мероприятии, аналогичных указанным выше, должны быть устранены все неплотности в находящихся под разрежением узлах смешивающих ПНД, а также в трубопроводах конденсата и уплотнениях вала на стороне всасывания конденсатных насосов второго подъема.

Понижение давления после устройств очистки конденсата ниже атмосферного не допустимо.

Для обеспечения бескоррозионного режима на участке конденсатор-деаэратор в процессе эксплуатации оборудования вести контроль содержания кислорода в конденсате.

При обнаружении повышенною содержания кислорода в конденсате должны быть проверены все сборочные единицы, подвергавшиеся герметизации в процессе наладки, и приняты меры по ликвидации мест присосов.

Приложение М
(обязательное)
Проверка гидравлической плотности подогревателей низкого давления турбин

Нарушение гидравлической плотности трубных систем ПНД снижает экономичность турбины и может привести к повреждению ее проточной части.

В целях своевременного выявления и устранения неплотностей в трубных системах ПНД турбин целесообразно:

- проводить гидравлическое опрессовывание трубных систем ПНД подачей воды основными конденсатными насосами перед включением после монтажа, ремонта трубной системы, а так же при обнаружении признаков нарушения герметичности трубных систем (повышенный уровень, либо увеличенное, по сравнению с обычным, открытие регулирующего клапана на сливе), но не реже одного раза в год;
- не допускать эксплуатацию ПНД, если при опрессовывании обнаружатся неплотности трубной системы, превышающие допустимые, указанные в п. 4.
- отключать трубные системы ПНД в них при выявлении недопустимых течей в трубных системах ПНД их и подвергать неплановому ремонту.
- проводить гидравлическое опрессовывание трубных систем ПНД в следующем порядке:

а) на остановленной турбине при работающих конденсатных насосах и отсутствии вакуума в конденсаторе закрыть задвижки на линиях отвода конденсата греющего пара всех ПНД и зафиксировать уровни конденсата в их корпусах по водомерным стеклам и приборам.

б) закрывая задвижку на линии основного конденсата в деаэратор после последнего ПНД, и, в случае необходимости, прикрывая арматуру на линии рециркуляции конденсатных насосов, поднять давление в трубных системах ПНД до рабочего.

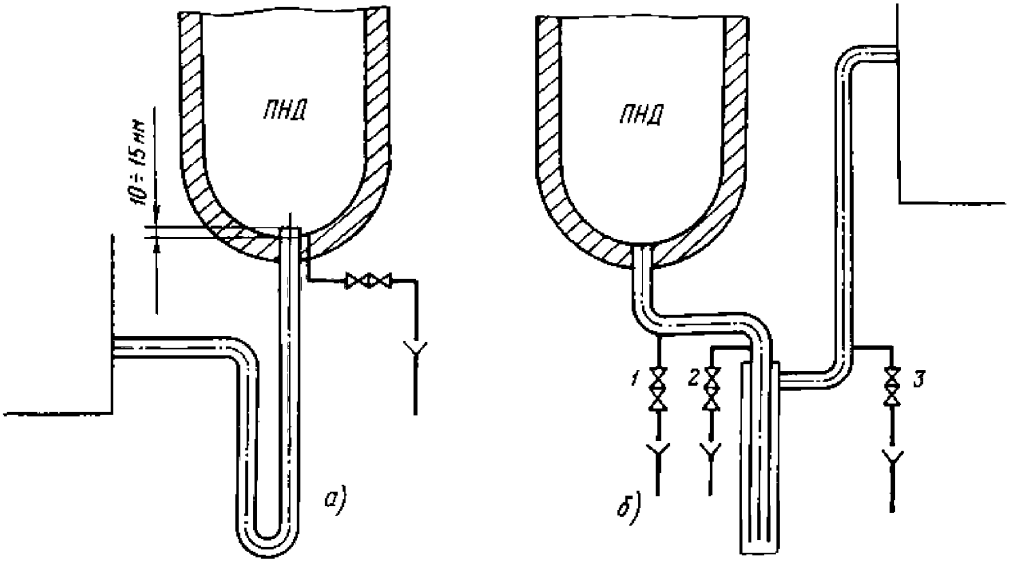
Во избежание режима работы конденсатных насосов без расхода и для предотвращения повышения давления в тракте основного конденсата выше допустимого, целесообразно линию рециркуляции не закрывать полностью.

При проведении работ по проверке плотности трубных систем опрессовыванием необходимо контролировать давление по тракту конденсата, не допуская его повышения выше рабочего. В схемах турбин, имеющих блочные обессоливающие установки (БОУ), следить за давлением в корпусах фильтров БОУ;

в) наблюдать за уровнями конденсата в корпусах всех ПНД в течение от 15 до 20 мин, фиксируя их изменение. Подогреватель следует считать неплотным при скорости подъема уровня в корпусе подогревателя 1 см/мин и более.

г) для проверки плотности ПНД, не имеющих запорной арматуры на линиях отвода конденсата, необходимо подготовить специальные линии ревизии диаметром 20 мм из нижней точки корпуса ПНД или из трубопроводов гидрозатвора (рисунок М.1) и установить на них последовательно два запорных вентиля со сливом на воронку. Штуцер отвода конденсата греющего пара, как правило, выступа-

ет от 10 до 15 мм над днищем корпуса подогревателя и, при наличии течей, вода будет попадать в линию ревизии.



а) – выполнение ревизии из нижней точки корпуса; б) – выполнение ревизии из линий до и после гидрозатвора;
1, 2, 3 – варианты мест присоединения линий ревизии

Рисунок М.1 - Установка линий ревизии для контроля плотности ПНД:

Линию ревизии открывать только во время опрессовывания. Если через 5 мин. после открытия линии ревизии течь с расходом 5 л/мин и более будет продолжаться, подогреватель следует считать неплотным.

При вскрытии таких ПНД проверить наличие возвышения штуцера отвода конденсата греющего пара над нижней точкой корпуса и, в случае его отсутствия, наварить специальное кольцо высотой не менее 15 мм. В случае невозможности наращивания штуцера отвода конденсата греющего пара, например на ПНД, встроенных в конденсаторы турбин, линию ревизии выполнить из наиболее удобного места на трубопроводах гидрозатвора ниже врезки сброса;

- указания о периодичности и порядке проверки гидравлической плотности ПНД ввести в местные инструкции по эксплуатации систем регенерации турбин;
- вертикальные теплообменники, используемые в качестве сетевых подогревателей в тепловых схемах конденсационных энергоблоков, спрессовывать аналогично ПНД с использованием воды от сетевых насосов.

Приложение Н
(рекомендуемое)
Методические рекомендации по проведению экспресс-испытаний паровых турбин ТЭС

Н.1 Общие положения

Экспресс-испытания турбин целесообразно проводить для обеспечения грамотной и экономичной эксплуатации и получения данных, необходимых для оценки следующих факторов:

- текущего изменения общей экономичности;
- состояния отдельных элементов и своевременного выявления дефектов;
- качества ремонта (реконструкции) турбины или ее элементов.

Анализ результатов ЭИ позволит обоснованно судить о том, следует ли остановить турбину (или, если это возможно, отключить отдельные элементы установки) для ревизии и устранения дефектов или оставить ее в работе до ближайшего ремонта. При принятии решения сопоставляются возможные затраты на останов, проведение восстановительных работ, недоотпуск электрической (тепловой) энергии и другие с потерями, обусловленными эксплуатацией оборудования с пониженной экономичностью.

Экспресс испытания проводятся силами персонала цехов (групп) наладки в соответствии с программой, утвержденной техническим руководителем электростанции.

Периодичность экспресс-испытаний между ремонтами строго не регламентируется и во многом зависит от состояния турбоагрегата, его наработки, уровня эксплуатации, качества проведения пуско-остановочных операций и других обстоятельств (например, внеочередное испытание следует провести после неудачного пуска с нарушением требований инструкции, аварийным снижением параметров пара и т.д.). Однако в среднем такие испытания рекомендуется проводить каждые три-четыре месяца.

Н.2 Основные принципы, положенные в основу экспресс испытаний

Ввиду того, что в основу экспресс испытаний положен принцип сравнительной оценки изменяющихся показателей работы оборудования, для решения задач, приведенных в разделе 2 настоящих Методических указаний, не следует проводить громоздких по объему и дорогостоящих так называемых балансовых испытаний турбоустановки с высокоточным измерением многочисленных расходов пара и воды и последующим расчетом абсолютных показателей экономичности - удельных расходов тепла (пара). Поэтому в качестве основного критерия изменения общей экономичности турбоагрегата вместо весьма трудоемких в определении удельных расходов тепла (пара) принимается электрическая мощность, достаточно точное измерение которой не представляет большого труда. При этом сравниваются зависимости этой мощности не от расхода свежего пара на конденсационном режиме, как это обычно практикуется, а от давления в контрольной ступени турбины при отключенной системе регенерации (это позволяет исклю-

чить влияние режимов и показателей работы регенеративных подогревателей на расположение и характер протекания указанной зависимости и, следовательно, дает возможность провести корректный анализ сравниваемых результатов последующих экспресс испытаний). Если учесть однозначную линейную зависимость давления в контрольной ступени от расхода свежего пара, а также возможность достаточно точного его определения, такой прием позволяет отказаться от организации трудоемкого измерения расхода свежего пара с высокой точностью без увеличения погрешности конечного результата (следует отметить, что при тщательном проведении испытаний с одними и теми же, измерительными приборами и соблюдении настоящих методических рекомендаций надежность и точность полученных результатов будет достаточной и достигать уровня квадратичной погрешности порядка ±0,4 %).

Таким образом, об изменении общей экономичности турбоагрегата можно будет судить по результатам сравнения зависимостей электрической мощности от давления в контрольной ступени, полученным в результате последовательно проведенных экспресс испытаний.

Что касается анализа состояния отдельных элементов турбоагрегата, то его основными критериями являются следующие:

- для собственно турбины: внутренний относительный КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара; диаграмма парораспределения; давление по ступеням;
- для конденсатора: вакуум и температурный напор при одинаковых граничных условиях (расход и температура циркуляционной воды на входе, расход отработавшего пара); переохлаждение конденсата; нагрев циркуляционной воды; гидравлическое сопротивление;
- для регенеративных и сетевых подогревателей: температура нагреваемой воды на выходе, температурный напор, потери давления в паропроводе отбора, переохлаждение конденсата греющего пара.

Н.3 Условия, обеспечивающие надежность результатов экспресс-испытаний и их сопоставимость

Как указано в разделе Н.2 для обеспечения максимальной надежности и точности результатов, а значит, и правильности выводов при проведении последовательных испытаний необходимо выполнить ряд условий, основные из которых следующие.

Н.3.1 Идентичность тепловой схемы и режимных факторов

Во время каждого испытания должны быть надежно отключены все отборы пара от турбины на собственные нужды и деаэратор, закрыты дренажные и продувочные линии, трубопроводы связи с другими установками, трубопроводы подпитки, впрыск охлаждающей воды в промежуточный перегрев и т.д.

При проведении опытов с включенной регенерацией следует соблюдать равенство расходов свежего пара и питательной воды через трубные пучки ПВД. Большое внимание при проведении опытов необходимо уделять поддержанию минимальных отклонений параметров пара от номинальных и средних значений за опыт. Для повышения точности конечных результатов следует строго соблю-

дать требования к минимальной длительности каждого опыта (в течении 40 мин. стабильного режима) и равной продолжительности каждого режима при последующих испытаниях в целях уменьшения расхождения значений случайных ошибок.

Н.3.2 Идентичность схемы измерений и применяемых приборов

Схема измерений при экспресс испытаниях должна проектироваться таким образом, чтобы параметры пара и воды измерялись в одних и тех же местах с помощью одинаковых приборов, поверенных до и после каждого испытания.

В составе типового перечня находятся следующие применяемые при испытании точки измерения:

- давления: пара до и после стопорного клапана, за регулирующими клапанами, в камерах регулирующей ступени, отборов и перед соответствующими подогревателями, за цилиндрами высокого и среднего давления, перед цилиндром среднего давления (три последних в основном для турбин с промперегревом), пара перед сужающими устройствами измерения расхода, отработавшего пара;
- температуры: пара перед стопорным клапаном, за цилиндрами высокого и среднего давления, перед цилиндром среднего давления (три последних в основном для турбин с промперегревом), в камере и паропроводах производственного отбора; основного конденсата и питательной воды до и после каждого подогревателя и за обводными линиями; циркуляционной воды до и после конденсатора; сетевой воды до и после подогревателей; конденсата греющего пара всех подогревателей (желательно);
- электрической мощности на зажимах генератора;
- расходов: свежего пара и питательной воды, пара отбора на производство, основного конденсата сетевой воды;
- механических величин: положения штоков сервомотора и регулирующих клапанов, угла поворота кулачкового вала.

Применяемые приборы:

Давление среды измеряется с помощью манометров МТИ класса 0,5; вакуум в конденсаторе желательно измерять ртутными вакуумметрами либо вакуумметрами абсолютного давления в комплекте с регистрирующими приборами типа КСУ или цифровыми устройствами. Учитывая специфику ЭИ (см. раздел Н.2), особое внимание следует уделить максимально надежному измерению давления в контрольных ступенях турбины (так как последние выбираются, как правило, в зоне малых давлений, не превышающих значений от 3 до 4 кгс/см^2, при выборе и установке манометров или мановакуумметров необходимо обеспечить минимальные значения поправок по протоколам поверки и на высоту присоединения, а еще лучше свести последнюю к нулю). Атмосферное давление измеряется с помощью ртутного барометра либо анероида.

Температура среды измеряется в основном термопреобразователями ХК (ХА) в комплекте с потенциометрами КСП (ПП) или термометрами сопротивления с мостами КСМ, температуру циркуляционной и сетевой воды часто предпочтительнее измерять лабораторными ртутными термометрами с ценой деления 0,1°С.

Следует отметить, что количество независимых измерений давления и температуры пара до и после цилиндров, работающих в зоне перегретого пара, долж-

но обеспечить надежное определение их внутреннего КПД (так, в частности, по турбине К-300-240 необходимо иметь, как минимум, по две точки измерения температуры и давления свежего пара и пара перед ЦСД, а также по две точки измерения давления и по четыре - температуры пара после ЦВД и ЦСД).

Электрическая мощность измеряется с помощью специально собранной схемы двух ваттметров класса 0,5 (0,2), присоединенных параллельно счетчикам электроэнергии,

Расход пара и воды измеряется штатными расходомерами, поверенными до и после экспресс испытаний. Точность таких измерений вполне достаточна, так как расход при экспресс испытаниях необходим лишь для вспомогательных целей (например, для минимизации расхождений расходов свежего пара и питательной воды, определения тепловой нагрузки подогревателей и т.д.).

Н.4 Программа экспресс испытаний

Поскольку основное влияние на изменение экономичности турбоустановки оказывает состояние проточной части турбины, в качестве основного раздела программы необходимо предусмотреть проведение опытов на конденсационном режиме с полностью отключенной системой регенерации, что исключает влияние отдельных элементов тепловой схемы и режимных условий на уровень экономичности и, следовательно, позволяет выявить влияние лишь собственно турбины. Действительно, при наличии в каждом из последовательно проведенных испытаний с полностью включенной регенерацией различных по значению расхождений между расходами свежего пара и питательной воды и (или) по каким-либо причинам показателей работы отдельных регенеративных подогревателей будет отсутствовать возможность корректного сопоставления результатов испытаний между собой и однозначного определения изменения мощности, обусловленного лишь состоянием проточной части (износом уплотнений, заносом, повреждениями и т.д.) и конденсатора.

Таким образом, первая серия экспресс испытаний турбин любого типа предполагает проведение от 5 до 6 опытов на конденсационном режиме с отключенной системой регенерации (ПВД, деаэратор и два последних ПНД) в диапазоне электрических нагрузок до 25 % номинальной до максимума, допускаемого инструкцией по эксплуатации.

Вторая серия экспресс испытаний состоит также из серии от 5 до 6 опытов на конденсационном режиме в аналогичном диапазоне нагрузок, но при проектной тепловой схеме. Цель выполнения данной серии - сравнение значений электрической мощности (в том числе максимально достигнутой) в последовательных экспресс испытаний с анализом изменения показателей регенеративных подогревателей и конденсатора.

Третья серия экспресс испытаний проводится лишь для турбин с регулируемыми отборами пара. Цель опытов - сравнение характеристик турбоагрегата и его элементов при расходе свежего пара, превышающем максимально допустимый на конденсационных режимах, а также определение показателей экономичности сетевых подогревателей при проектной тепловой схеме. Серия состоит из 3 опытов и включает ориентировочно следующие режимы:

Турбины с регулируемым отбором на теплофикацию

Проводятся 3 опыта при расходах свежего пара максимальном, 90% и 80% с минимальным открытием поворотных диафрагм ЧНД (для турбин с двумя выходами Т-отбора, например Т-100-130, включены оба сетевых подогревателя и, возможно, встроенные пучки конденсатора).

Турбины с регулируемыми отборами на теплофикацию и производство

Проводятся 3 опыта при расходах свежего пара максимальном, 90% и 80% с включенными регулируемыми отборами и минимальным открытием поворотных диафрагм ЧНД (как и в предыдущем случае, для турбин с двумя выходами Т-отбора включены оба сетевых подогревателя и, возможно, встроенные пучки конденсатора). Значения производственного отбора при этом выбираются с учетом пропускной способности ЧСД.

Н.5 Порядок и условия проведения испытания

Н.5.1 Стабильность режима

От стабильности протекания режима в каждом опыте зависит надежность и точность получаемых результатов. Для обеспечения стабильности рекомендуется соблюдать следующие основные условия:

- каждый опыт проводится при неизменном положении органов парораспределения, что обеспечивается постановкой последних на ограничитель мощности или специальный упор. В некоторых случаях, зависящих от конкретных условий работы системы регулирования, стабильности частоты сети, вида топлива и т.д., необходимость указанных дополнительных мероприятий отпадает;
- не производятся какие-либо переключения в тепловой схеме (за исключением, разумеется, аварийных), которые могут повлиять на значения фиксируемых во время опыта показателей и параметров;
- отключается регулятор "до себя";
- не допускается разница расходов свежего пара и питательной воды более чем на 10 % ;
- не нарушаются пределы допустимых отклонений параметров пара (таблица Н.1).

Таблица Н.1

Параметр	Максимально допустимое отклонение среднего значения от номинального	Максимально допустимое отклонение от среднего значения за опыт
Давление свежего пара, %	±3	±2
Вакуум в конденсаторе, мм рт.ст	-	±2
Температура свежего пара и пара промперегрева, °С	±8	±6

Н.5.2 Длительность опыта и частота записи показаний

Нормальная длительность опыта составляет порядка 40 мин. установившегося режима турбоагрегата.

Записи в журналах наблюдений осуществляются одновременно каждые 5 мин, электрической мощности - 2 мин. Частота фиксации показаний автоматическими приборами составляет от 2 до 3 мин.

Н.5.3 Контроль хода опыта

Залогом высокого качества испытания является постоянный контроль режима турбоагрегата и его элементов, а также надежности работы схемы измерений.

Оперативный контроль такого рода осуществляется во время опыта по показаниям приборов с использованием следующих критериев, основанных на сопоставлении между собой основных параметров и показателей работы отдельных элементов:

- минимальной разницы расходов свежего пара и питательной воды;
- постоянства параметров свежего пара;
- неизменности степени открытия паровпускных органов турбины.

Важным критерием хода опыта является также логическая увязка между собой и с нормативными или расчетными данными следующих параметров цикла:

- давления пара до и после стопорных клапанов и за открытыми регулирующими клапанами;
- давления пара за закрытыми регулирующими клапанами и в камере регулирующей ступени;
- давления пара по линии процесса расширения;
- давления пара в камерах отборов и перед соответствующими подогревателями;
- температуры по ходу пара, конденсата, питательной и сетевой воды (особенно до и после врезки трубопроводов обвода подогревателей по воде).

Во время испытания его руководитель ведет дневник, в котором фиксируются время начала и конца каждого опыта, его особенности и основные характерные черты, в частности общие показатели режима (мощность, расходы, состояние отдельных элементов схемы, положение арматуры, барометрическое давление и т.д.).

Н.6 Обработка результатов и их анализ

За основу при оценке состояния оборудования принимаются средние из измеренных во время опытов параметров и величин после введения всех необходимых поправок. Для возможности последующего сравнения результатов испытания между собой они приводятся к одинаковым параметрам и номинальным условиям с помощью поправочных кривых завода-изготовителя или кривых содержащихся в типовых характеристиках. Для определения энтальпий пара и последующего расчета внутренних КПД используются *I-S*-диаграмма для водяного пара и таблицы.

Н.6.1 Характеристики системы парораспределения

Такими характеристиками принято называть зависимости давлений пара за регулирующими клапанами и в камере регулирующей ступени, а также подъема штоков сервомотора и клапанов и (или) поворота кулачкового вала от расхода свежего пара (давления в контрольной ступени).

Для построения таких зависимостей значения давления пересчитываются на номинальное начальное значение давления по формуле

$$\rho_i^{\text{пр}} = \rho_i^{\text{оп}} \frac{\rho_{\text{о}}^{\text{н}}}{\rho_{\text{о}}^{\text{оп}}}, \qquad \text{(Н.1)}$$

где $\rho_{\text{о}}$ - номинальное давление свежего пара;

$\rho_o^{оп}, \rho_i^{оп}$ - давление свежего пара и за клапаном или в камере регулирующей ступени в условиях опыта.

Расход (G) свежего пара в условиях опыта пересчитывается на номинальные начальные параметры пара по формуле

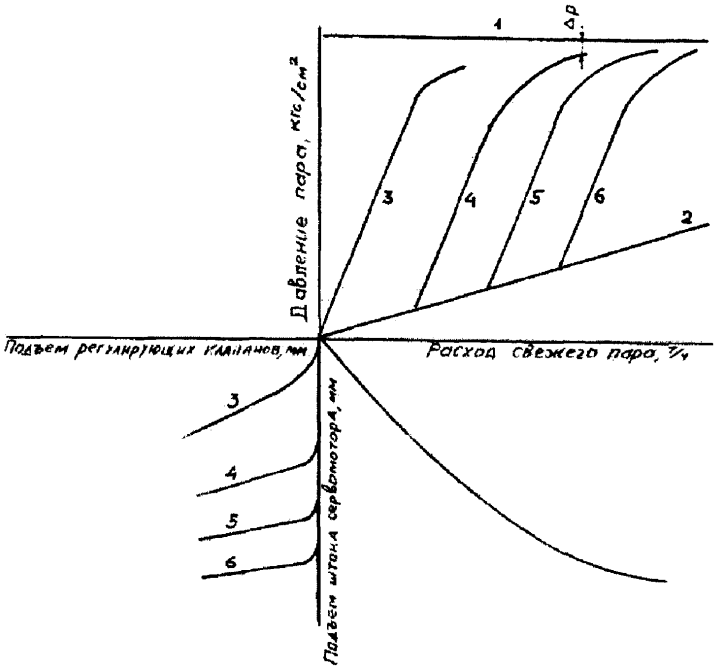
$$G_o^{пр} = G_o^{оп} \frac{\rho_o^{н}}{\rho_o^{оп}} \sqrt{\frac{T_o^{оп}}{T_o^{н}}}, \qquad (Н.2)$$

где $T_o^{оп}$ и $T_o^{н}$ - соответственно температура свежего пара в условиях опыта и номинальная, К.

Указанные графические зависимости показаны на рисунке Н.1.

Для анализа кривых на рисунке Н.1 используются следующие показатели:

- значение суммарной потери давления ($\Delta\rho$) на трассе стопорный клапан - полностью открытый регулирующий клапан (обычно не превышает пределов от 3 до 5 %);



1 - перед стопорным клапаном; 2 - в камере регулирующей ступени; 3, 4, 5 и 6 - 1-й, 2-й, 3-й и 4-й регулирующие клапаны

Рисунок Н.1 - Характеристики системы парораспределения

- соответствие очередности открытия регулирующих клапанов заводской диаграмме или данным испытаний однотипных турбин (при анализе правильности настройки системы парораспределения следует иметь в виду, что более пологое протекание линии давления за каким-либо клапаном при последующем испытании может быть вызвано износом сопл соответствующего сегмента, а более крутое - уменьшением их сечения, например вследствие завальцовки; давление за

закрытым клапаном должно равняться давлению в камере регулирующей ступени);

- зависимость подъема штока сервомотора (поворота кулачкового вала), протекающая плавно, без изломов и площадок (наличие последних указывает на нарушение формы статической характеристики).

Н.6.2 Зависимости давлений пара по ступеням от давления в контрольной ступени

Данные зависимости, используемые для оценки возможных изменений в проточной части турбины, анализируются в основном по результатам опытов с отключенной регенерацией. Эти зависимости можно также сравнивать и по результатам опытов с включенной регенерацией, однако ввиду того, что в этом случае опытные значения должны быть скорректированы с учетом возможного несоответствия расходов свежего пара и питательной воды и характеристик регенеративных подогревателей по каждому из испытаний, данные опытов этой серии для анализа состояния проточной части практически не используются.

Сравниваемые значения давления для турбин с промперегревом должны быть приведены к номинальному значению температуры свежего пара (ступени до промперегрева) и пара после промперегрева (ступени ЦСД и ЦНД) по формулам:

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_{\text{оп}} \sqrt{\frac{T_{\text{о}}^{\text{н}}}{T_{\text{о}}^{\text{оп}}}}, \qquad \text{(Н.3)}$$

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_{\text{оп}} \sqrt{\frac{T_{\text{пп}}^{\text{н}}}{T_{\text{пп}}^{\text{оп}}}}, \qquad \text{(Н.4)}$$

(при поддержании значений температуры близкими к номинальным этими поправками можно пренебречь).

Большое значение для надежности оценки результатов испытаний имеет выбор контрольной ступени (см. раздел Н.2). Как правило, в качестве контрольной выбирается ступень в зоне низких давлений, так как, во-первых, из-за отсутствия заноса проточной части в этой зоне и относительно больших зазоров проходные сечения этих ступеней достаточно стабильны во времени и, во-вторых, при фиксации давлений в этой ступени во время опытов можно обеспечить большую точность отсчета показаний манометра. При проведении испытания обычно фиксируются значения давления практически во всех камерах регенеративных отборов, а окончательный выбор контрольной ступени осуществляется лишь после тщательного анализа графических зависимостей давления в остальных ступенях от давления в ступенях, которые предполагается использовать в качестве контрольных (такие зависимости в соответствии с формулой Флюгеля практически прямолинейны и направлены в начало координат).

В таблице Н.2 представлены ступени проточной части турбин основных типов, которые обычно используются в качестве контрольных.

Таблица Н.2

Тип турбины	Камера отбора, используемая в качестве контрольной ступени на подогревателе
К-160-130	ПНД-5
К-200-130	ПНД-3
К-300-240 ЛМЗ	ПНД-3
К-300-240 ХТГЗ	ПНД-4
Т-100-130	ПНД-1
ПТ-60-130	ПНД-3

При анализе графического материала рекомендуется принимать во внимание следующее:

- совпадение вышеперечисленных зависимостей при последовательных испытаниях свидетельствует об отсутствии существенных изменений проходных сечений проточной части;

- более крутое расположение линий по отношению к полученным по предыдущим испытаниям свидетельствует о солевом заносе либо о местном повреждении соплового аппарата;

- более пологое протекание линий указывает на увеличение зазоров (исключая вариант сравнения результатов до и после промывки).

Н.6.3 Внутренний (относительный) КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара

Значения внутренних КПД цилиндров рассчитываются с помощью общепринятых формул по результатам опытов с включенной и отключенной системой регенерации, часть которых проводится при полном открытии всех или нескольких групп регулирующих клапанов.

Как показано в литературе, на значение внутреннего КПД цилиндра турбины влияют в основном следующие факторы: характеристика системы парораспределения (давление за регулирующими клапанами, потери при их полном открытии, значения перекрытия); давления по проточной части; состояние лопаточного аппарата и протечки через надбандажные и диафрагменные уплотнения и разъемы диафрагм и цилиндров. Однако если влияние двух первых факторов на изменение значения КПД в период между последовательными испытаниями может быть, хотя бы приблизительно, оценено с помощью *I*-*S*-диаграммы и расчетных данных по проточной части (по изменению отношения U/C_o), то способы непосредственного контроля внутрицилиндровых протечек, к сожалению, отсутствуют и об изменении их значения приходится судить лишь по результатам косвенных измерений, в частности температуры за контролируемым отсеком турбины. Температура пара, протекающего через внутренние уплотнения, существенно выше температуры пара, проходящего через сопловой и лопаточный аппараты, поэтому при тех же условиях с увеличением зазоров в уплотнениях в период эксплуатации температура пара (а, следовательно, и энтальпия) на выходе из цилиндра будет превышать исходную на все большое значение (соответственно будут снижаться значения внутреннего КПД, рассчитанные по параметрам, измеренным до и после цилиндра).

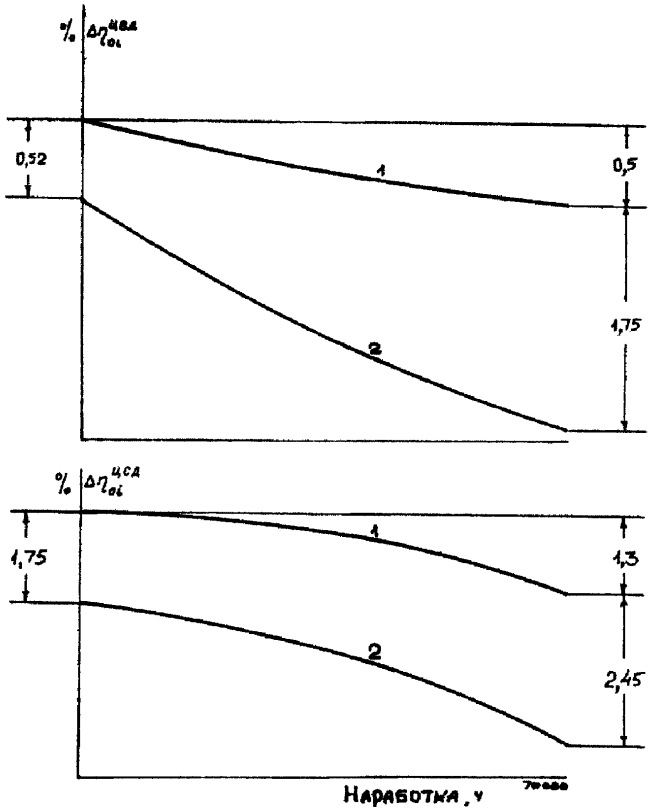
Ввиду того, что при включенной регенерации часть высокотемпературных протечек помимо лопаточного аппарата сбрасывается в соответствующие подо-

греватели, температура пара после цилиндра будет ниже, а следовательно, значение внутреннего КПД последнего больше аналогичных значений в опытах с отключенной регенерацией. Исходя из этого, по значению расхождения внутренних КПД, полученных в опытах с включенной и отключенной регенерацией во времени, можно судить об изменении "плотности" проточной части соответствующего цилиндра турбины.

В качестве иллюстрации на рисунке Н.2 показано изменение внутренних КПД ЦВД и ЦСД турбин К-300-240 во времени (ч), по результатам испытаний.

Таким образом, как показывает анализ результатов многочисленных испытаний турбин разных типов, наиболее характерными причинами снижения внутренних КПД турбин или их цилиндров являются:

- повышенное дросселирование в системе парораспределения;
- увеличение зазоров в проточной части по сравнению с расчетными значениями;
- несоответствие проходных сечений расчетным;
- наличие заноса проточной части, влияющего на значение профильных потерь и отношение U/C_0;
- износ и повреждение элементов проточной части.



1 и 2 - система регенерации соответственно включена и отключена

Рисунок Н.2 - Изменение внутренних КПД ЦВД и ЦСД

Н.6.4 Эффективность системы регенерации и сетевых подогревателей

Эффективность системы регенерации характеризуется значениями температуры питательной воды и конденсата за каждым подогревателем, показываемыми на графиках в зависимости от значений расхода свежего пара или давления в контрольной ступени.

При понижении температуры воды после подогревателя по сравнению с предыдущим испытанием следует, прежде всего, определить зависимость температурного напора подогревателя (недогрева относительно температуры насыщения) от удельной тепловой нагрузки или от расхода свежего пара (давления) в контрольной ступени и сравнить ее с нормативной или расчетной. Причинами повышения температурного напора могут явиться следующие факторы:

- высокий уровень конденсата в корпусе;
- размыв подпорных шайб между ходами воды;
- загрязнение поверхности трубок;
- «завоздушивание» корпусов подогревателей вследствие повышенных присосов воздуха и неудовлетворительной работы системы отсоса воздуха и т.д.

Если температурный напор соответствует норме, то необходимо сопоставить значения давления пара в подогревателе и соответствующей камере турбины, т.е. определить гидравлическое сопротивление паропровода. Причинами увеличения последнего может, в частности, явиться повышенное дросселирование в запорном органе или обратном клапане.

При выяснении причин недогревания воды за подогревателем, снабженным обводной линией, следует убедиться в плотности последней. Это особенно важно при анализе работы ПВД, которые снабжены трубопроводами группового обвода с быстродействующими клапанами, плотность которых зачастую бывает нарушена.

Сетевые подогреватели в составе современных турбоустановок со ступенчатым подогревом сетевой воды стали практически неотъемлемой частью турбины, оказывая существенное влияние на ее экономические показатели. При анализе эффективности их работы применяются те же критерии и приемы, что и для регенеративных подогревателей, однако, учитывая многообразие режимов сетевых подогревателей (возможное разрежение в паровом пространстве, более низкое качество воды по отношению к конденсирующемуся пару и т.д.), особое внимание при анализе их состояния следует уделять воздушной плотности, наличию отложений на внутренних поверхностях трубного пучка и соответствию поверхности теплообмена расчетному значению (в частности, количеству заглушенных трубок).

Н.6.5 Эффективность конденсатора

Основным параметром, характеризующим эффективность конденсатора при заданных паровой нагрузке (расходе отработавшего пара), расходе охлаждающей воды и ее температуре на входе, является вакуум (давление отработавшего пара), фактические значения которого сравниваются с результатами предыдущих испытаний.

При повышенных значениях вакуума необходимо провести тщательную проверку состояния конденсационной установки, что сводится в основном к анализу

значений отдельных компонентов, определяющих температуру насыщения (T_s), соответствующую фактическому вакууму, по формуле (Н.5):

$$Ts=T1+\Delta T+\delta T \qquad (Н.5)$$

где T_1 *и* ΔT - температура охлаждающей воды на входе в конденсатор и ее нагрев;

δТ - температурный напор конденсатора, определяемый как разность температур насыщения и охлаждающей воды на выходе.

Температура охлаждающей воды перед конденсатором при прямоточной системе водоснабжения является так называемым внешним фактором, который определяется в основном лишь гидрологическими и метеорологическими условиями, а при оборотной системе существенно зависит также и от эффективности водоохлаждающих установок, в частности градирен (поэтому в последнем случае следует проверить охлаждающую способность такой установки и ее соответствие нормативным данным).

Другим компонентом, влияющим на вакуум, является нагрев охлаждающей воды, который при заданной паровой нагрузке зависит от расхода охлаждающей воды. Увеличение нагрева воды свидетельствует о недостаточном ее расходе, причинами чего могут быть увеличенное гидравлическое сопротивление вследствие загрязнения трубок и (или) трубных досок посторонними предметами, илистыми и минеральными отложениями, ракушками и прочим, а также снижение по какой-либо причине подачи циркуляционных насосов, неполное открытие арматуры, уменьшение сифонного эффекта и т.д.

Одной из причин ухудшения теплообмена в конденсаторе может быть также образование тонкого слоя минеральных или органических отложений на внутренней поверхности трубок, который не вызовет заметного повышения гидравлического сопротивления и поэтому не может быть обнаружен по росту последнего. О влиянии этого фактора можно судить лишь с помощью анализа основного интегрального показателя состояния охлаждающей поверхности — температурного напора [третьего слагаемого в формуле (Н.5)].

Температурный напор конденсатора (как и практически любого теплообменного аппарата) представляет собой, как и общий коэффициент теплопередачи, наиболее полный и универсальный критерий эффективности процесса передачи тепла от отработавшего пара к охлаждающей воде. При этом следует учитывать, что в отличие от коэффициента теплопередачи, который не может быть получен путем непосредственных измерений, а лишь с помощью громоздких расчетов, температурный напор определяется достаточно просто и поэтому широко используется в эксплуатации.

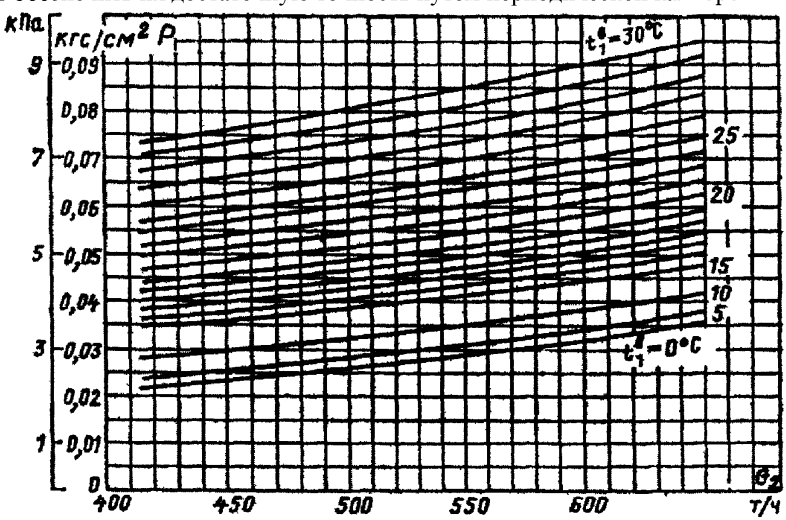
На температурный напор конденсатора влияют практически все основные факторы, характеризующие условия эксплуатации и состояние отдельных элементов конденсационной установки: паровая нагрузка, температура и расход охлаждающей воды, воздушная плотность вакуумной системы, состояние поверхности трубок, количество заглушенных трубок, эффективность работы воздухоудаляющих устройств и др. Для анализа причин роста температурного напора при заданных расходе охлаждающей воды, ее температуре на входе и паровой нагрузке конденсатора анализируется каждый из перечисленных факторов и показателей:

- воздушная плотность вакуумной системы - с помощью измерения количества воздуха, отсасываемого из конденсатора;
- состояние поверхностей трубок, наличие видимого заноса - по значению гидравлического сопротивления, визуально, вырезкой образцов; - сокращение суммарной поверхности охлаждения - по количеству заглушенных трубок;
- эффективность работы воздухоудаляющего устройства - путем определения рабочих характеристик эжекторов.

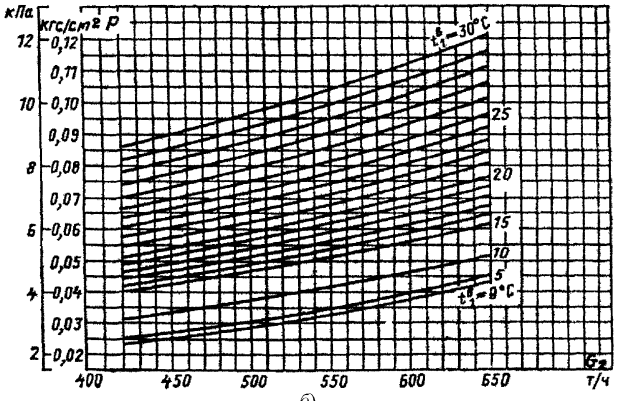
На рисунках Н.3-Н.6 показаны упомянутые зависимости для конденсаторов 300-КЦС-1 и 200-КЦС-2 ЛМЗ.

Зависимость гидравлического сопротивления конденсатора, т.е. перепада давления между его напорными и сливными патрубками $\Delta\rho_к$, от расхода охлаждающей воды W представляет собой параболическую кривую, постоянный коэффициент которой увеличивается с ростом степени загрязнения (рисунок Н.7).

Следует заметить, что для проведения анализа эффективности конденсатора, а также регенеративных и сетевых подогревателей практически не требуется организации каких-либо серьезных измерений сверх штатного объема и необходимо лишь обеспечить их достаточную точность путем периодической калибровки.



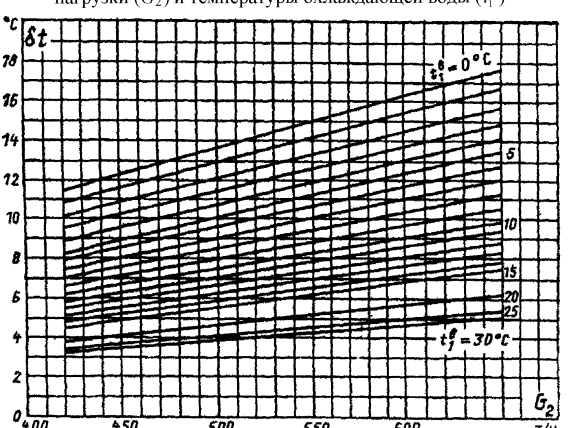
а)



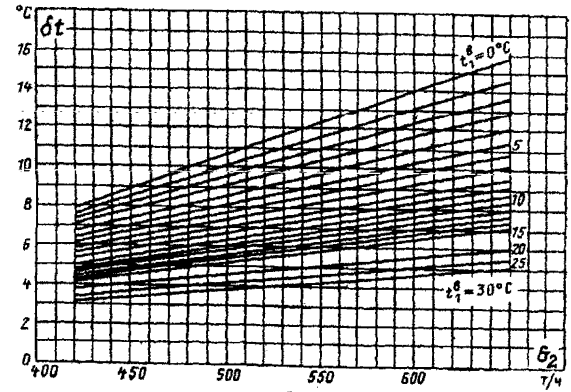
б)

а - расход охлаждающей воды 36000 м^3/ч;
б - расход охлаждающей воды 25000 м^3/ч

Рисунок Н.3 - Зависимость вакуума в конденсаторе 300-КЦС-1 (ρ_2) от паровой нагрузки (G_2) и температуры охлаждающей воды ($t_1^в$)



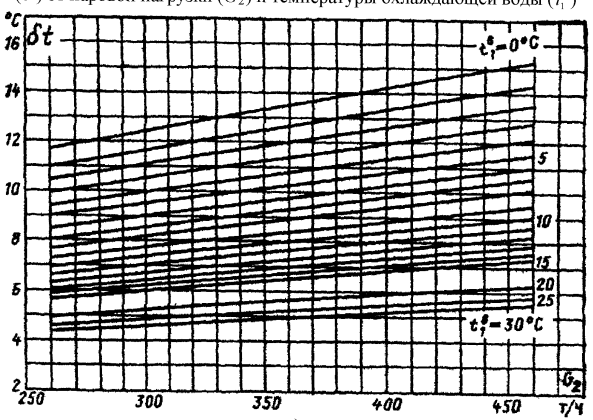
а)



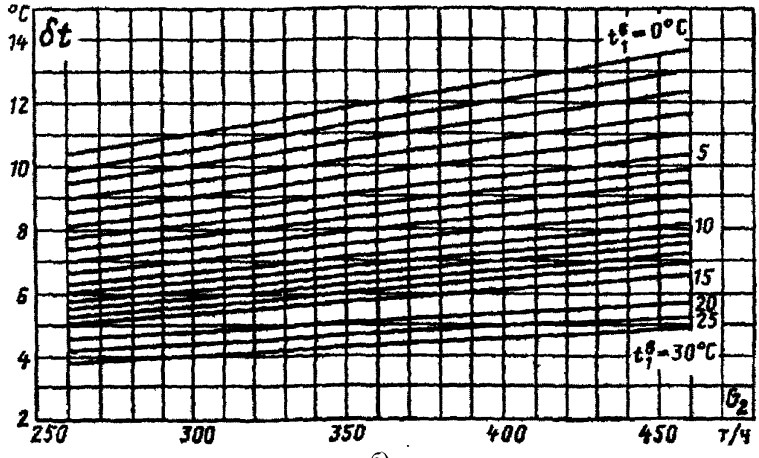
б)

а), *б*) - см. рисунок Н.3

Рисунок Н.4 - Зависимость температурного напора в конденсаторе 300-КЦС-1 (δt) от паровой нагрузки (G_2) и температуры охлаждающей воды ($t_1^в$)



а)



б)

а) - расход охлаждающей воды 25000 м^3/ч;
б) - расход охлаждающей воды 17000 м^3/ч

Рисунок Н.5 - Зависимость температурного напора в конденсаторе 200-КЦС-2 (δt) от паровой нагрузки (G_2) и температуры охлаждающей воды ($t_1^в$)

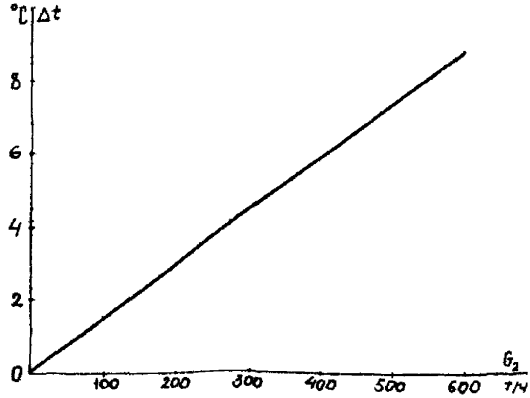


Рисунок Н.6 - Зависимость нагрева охлаждающей воды в конденсаторе 300-КЦС-1 (Δt) от паровой нагрузки (G_2) при расходе охлаждающей воды 36000 м^3/ч

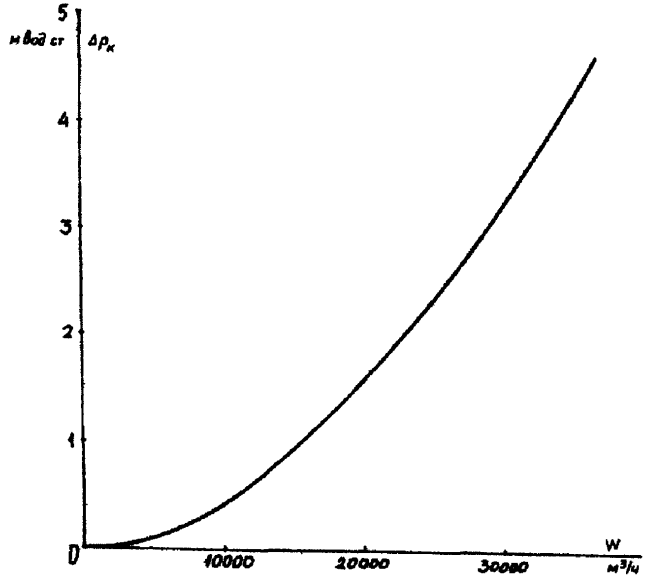


Рисунок Н.7 - Зависимость гидравлического сопротивления конденсатора 300-КЦС-1 ($\Delta\rho_к$) от расхода охлаждающей воды (W)

Н.6.6 Оценка изменения общей экономичности турбоагрегата

Основным критерием, используемым при оценке изменения экономичности, как указывалось выше, является графическая зависимость электрической мощности от давления в контрольной ступени, полученная по результатам испытаний турбоагрегата на конденсационном режиме с отключенной системой регенерации (в процессе обработки опытных данных эта характеристика так же, как и давления по проточной части, предварительно строится в зависимости от давления в нескольких ступенях, после совместного анализа которых производится окончательный выбор контрольной ступени — см. раздел Н.6.2).

Для построения зависимости опытные значения электрической мощности приводятся к постоянным параметрам пара, принятым в качестве номинальных, и вакууму в конденсаторе с помощью, заводских поправочных кривых либо поправок, содержащихся в типовых энергетических характеристиках (ТЭХ):

$$N_т = N_т^{оп} + \sum \Delta N, \qquad (Н.6)$$

где $N_т^{оп}$ - электрическая мощность, измеренная при испытании;

$\Sigma\Delta N$ - суммарная поправка.

На рисунке 8 в качестве примера показаны зависимости электрической мощности турбины К-300-240 от давления в камерах V и VI отборов (последнее эквивалентно давлению в ресиверах за ЦСД) при отключенной системе регенерации по данным двух последовательно проведенных испытаний.

Как видно из рисунка Н.8, значения изменения электрической мощности $\Delta N_т$, полученные на основании графического сравнения зависимостей от давлений в двух вышеупомянутых ступенях, практически совпадают, что свидетельствует о достаточной надежности полученных результатов.

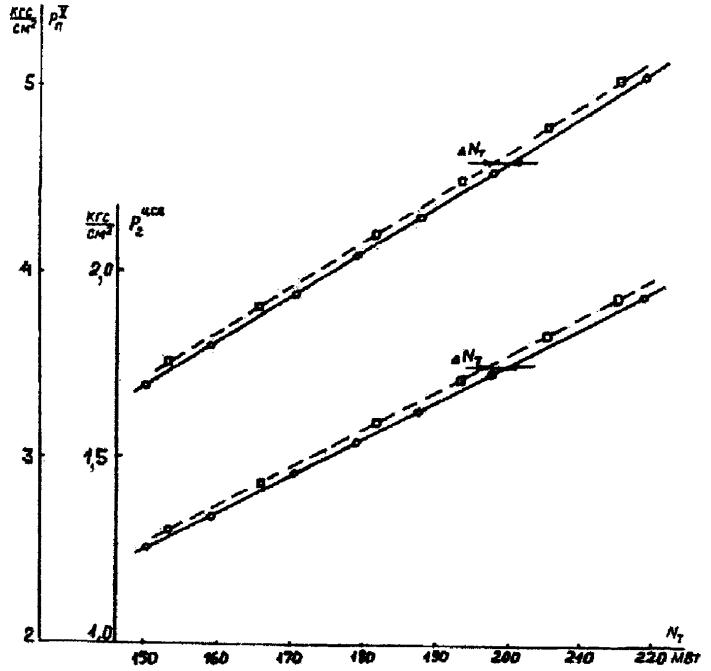


Рисунок Н.8 - Зависимость электрической мощности турбины К-300-240 ($N_т$) от давления в контрольных ступенях (в камере V отбора и за ЦСД) при отключенной системе регенерации

Общее значение изменения мощности можно также представить в виде суммы отдельных составляющих, определяемых расчетным путем:

$$\Delta N_т^{рас} = \Delta N_т^{\eta} + \Delta N_т^{пр}, \qquad (Н.7)$$

где $\Delta N_т^{\eta}$ - изменение мощности, вызванное соответствующим изменением внутреннего КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара;

$\Delta N_т^{пр}$ - изменение мощности, обусловленное прочими факторами, главным образом протечками через концевые уплотнения и неплотности разъемов цилиндров, обойм и диафрагм, неплотностью арматуры на дренажных и продувочных линиях, изменением внутреннего КПД цилиндров, работающих в зоне влажного пара, и др.

Значение $\Delta N_т^{\eta}$ можно оценить по изменению внутреннего КПД цилиндра с учетом его доли в общей мощности турбоагрегата и обратного по знаку компенсирующего влияния его на мощность последующего цилиндр. Например, при увеличении внутреннего КПД ЦСД турбины К-300-240 ХТГЗ на 1 % изменение общей мощности турбоагрегата $N_т^{\eta}$ достигнет приблизительно 0,70 МВт, так как изменения мощностей ЦСД и ЦНД составят соответственно плюс 1,22 и минус 0,53 МВт.

Что касается значения $\Delta N_т^{пр}$, то определить его с достаточной точностью практически невозможно, однако следует иметь в виду, что его составляющая, связанная с возможным изменением внутреннего КПД цилиндров, работающих во

влажном паре, как правило, весьма незначительна (если, конечно, исключить заметные повреждения), так как абсолютные зазоры по проточной части достаточно велики, а относительные вследствие значительной высоты лопаток малы, что обусловливает достаточную сохранность уплотнений во времени и, следовательно, малое влияние их состояния на экономичность. Поэтому основной составляющей не учитываемого изменения мощности являются неконтролируемые протечки пара через неплотности элементов цилиндра и запорной арматуры. Значения этих протечек и определяют главным образом расхождение значений изменения мощности турбины, найденного непосредственно по результатам испытаний и рассчитанного по изменению внутренних КПД цилиндров, работающих во влажном паре.

Большое значение для оценки экономичности и нагрузочных возможностей турбоагрегата имеет определение его максимальной электрической мощности при проектной тепловой схеме. В качестве основного критерия, ограничивающего перегрузку турбины по пару и, следовательно, определяющего максимальную электрическую мощность, используется, как правило, значение давления в камере регулирующей ступени, указываемое в инструкции по эксплуатации и технических условиях на поставку. В качестве примера в таблице П.3 приведены максимальные значения электрической мощности турбины К-300-240-2 ЛМЗ.

Таблица П.3

Тепловая схема	Предельное давление в камере регулирующей ступени, кгс/см^2	Максимальная электрическая мощность, МВт
ПВД отключены	154	290,0
ПНД отключены	158	276,0
ПВД, ПНД отключены	128	255,0

В некоторых случаях дополнительно ограничиваются значения давления в других камерах по проточной части, например в линии холодного промперегрева и перед ЦНД (в частности, последнее для турбин К-500-240 и К-800-240 не должно превышать 3 кгс/см^2).

Причинами, лимитирующими максимальную электрическую мощность, являются также предельно допустимые значения вакуума в конденсаторе и температуры выхлопного патрубка турбины.

Прочими факторами, ограничивающими электрическую мощность, являются показатели, характеризующие состояние турбины и ее отдельных систем и элементов (вибрация, подъем клапанов, относительные расширения и др.), а также "внешние" условия со стороны котла и вспомогательного оборудования.

Максимальная электрическая мощность определяется из опытов при проектной тепловой схеме и параметрах пара и воды, минимально отличающихся от проектных. Если при сравнительном анализе результатов последовательных испытаний выяснится, что мощность уменьшилась, то для выяснения причин этого необходимо сопоставить показатели, характеризующие эффективность всех элементов турбоустановки (см. разделы Н.6.1-Н.6.5), и в случае их расхождения попытаться количественно оценить влияние их изменений на значение максимальной электрической мощности с помощью данных соответствующих ТЭХ.

Окончательные результаты ЭИ представляются в двух видах - табличном и

графическом.

В таблицах указываются все параметры и показатели, характеризующие состояние турбоагрегата при каждом из проверенных режимов, пересчитанные в случае необходимости на номинальные условия (см. разделы Н.6.1, Н.6.2 и Н.6.6).

Основные из них следующие:

- давление свежего пара до и после стопорных клапанов, за регулирующими клапанами, в камерах и ступенях турбины и перед подогревателями регенеративными и сетевыми; вакуум в конденсаторе;
- температура свежего пара, пара промперегрева, питательной воды, конденсата и сетевой воды за соответствующими подогревателями, охлаждающей воды до и после конденсатора;
- расход свежего пара, питательной воды, конденсата основного и сетевых подогревателей, сетевой воды;
- электрическая мощность на зажимах генератора.

По вышеупомянутым табличным данным строятся графические зависимости следующих параметров установки от давления в контрольных ступенях:

- давления:

а) за регулирующими клапанами (также и от расхода свежего пара);

б) в камерах отборов и ступенях турбины;

в) перед подогревателями;

- температуры питательной воды и конденсата;
- внутреннего КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара (также от расхода свежего пара);
- электрической мощности на зажимах генератора.

От расхода пара в конденсатор строятся зависимости нагрева охлаждающей воды, температурного напора и вакуума в конденсаторе. Такие характеристики регенеративных и сетевых подогревателей, как температурный напор, а также потери давления в трубопроводах греющего пара, могут быть построены в зависимости от их тепловой нагрузки.

Приложение П
(рекомендуемое)
Нормативные характеристики конденсационных установок

П.1 Настоящие нормативные характеристики предназначены для нормирования, планирования и контроля технического состояния конденсационных установок в процессе эксплуатации. Они составлены на основании обобщения результатов двух-трех тепловых испытаний однотипных конденсационных установок турбин во всем диапазоне сезонного изменения температуры охлаждающей воды и при изменении в рабочем диапазоне всех остальных определяющих режим конденсационных установок величин (паровой нагрузка, расхода охлаждающей воды и др.). Испытания проводились на отлаженных конденсационных установках, проработавших после монтажа и пуска турбоагрегатов более 4000-5000 ч, при практически чистых поверхностях охлаждения конденсаторов. Воздушная плотность вакуумной системы перед проведением испытания обеспечивала нормальную работу турбоустановки с одним воздухоудаляющим устройством.

П.2 Нормативные характеристики конденсационных установок содержат графики зависимости температурного напора δt и давления отработавшего пара p_2 от паровой нагрузки конденсатора D_2 и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ (рисунки П.1 и П.2). Указанные зависимости приведены для двух значений расхода охлаждающей воды - номинального и около 0,7 номинального, в характеристиках конденсаторов теплофикационных турбин дополнительно включены также графики для расхода охлаждающей воды около 0,5 номинального значения, учитывая малую паровую нагрузку конденсатора в оросительный период и, соответственно, больший диапазон уменьшения расхода охлаждающей воды для оптимизации режима турбоустановки.

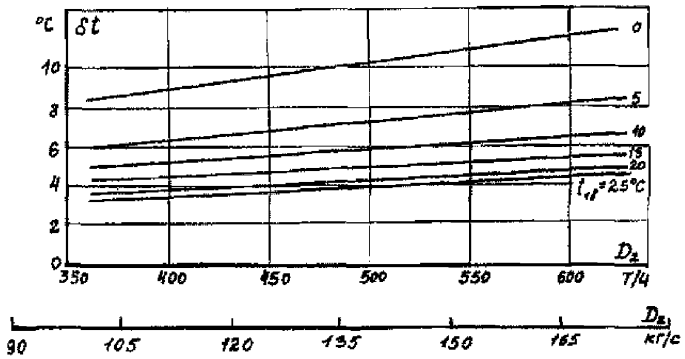


Рисунок П.1 - Температурный напор конденсатора К-I5240 ПОАТ ХТЗ в зависимости от расхода пара D_2 и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ (при номинальной расходе охлаждающей воды W = 34800 м^3/ч)

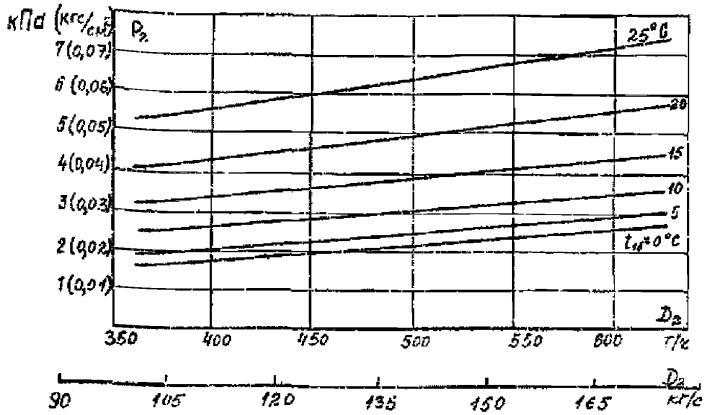


Рисунок П.2 - Давление в конденсаторе Н-15240 ПОАТ ХТЗ в зависимости от расхода пара D_2 и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ (при номинальном расходе охлаждавшей воды W = 34800 м^3/ч)

В зоне малых паровых нагрузок (50 % и ниже) и низких температур охлаждающей воды, в основном при режимах, характерных для турбин типа П, Т и ПТ, в течение отопительного сезона характер зависимости температурного капора от паровой нагрузки меняется: температурный напор сохраняется практически постоянном с понижением нагрузки (рисунок П.1) или даже возрастает при значительном ее понижении вследствие увеличения размеров вакуумной зоны турбоагрегата, а также, соответственно, присосов воздуха и влияния характеристики устройства удаляющего воздух.

Нормативные характеристики включают в себя также зависимость гидравлического сопротивления конденсатора от расхода охлаждающей воды (рисунок П.5) и сетку поправок к мощности турбины зависит от давления в конденсаторе (см. рисунок П.3).

Для турбин типа Т непосредственное определение паровой нагрузки конденсатора по значению давления в контрольной ступени невозможно. Поэтому в характеристики включены вспомогательные графики для определенна расхода отработавшего пара турбины.

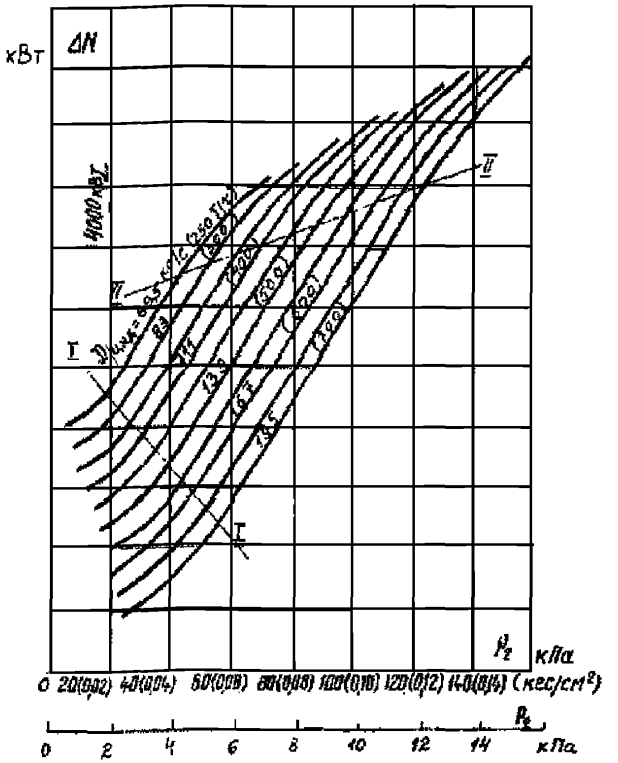


Рисунок П.3 - Поправки к мощности зтурбины К-ЗОО-240 ПОАТ ХТЗ на изменение давления в конденсаторе

Примечание - Средняя поправка к мощности при изменении p_6 на ±1 кПа (~0,01 кгс/см^2) ± 3340 кВт в пределах, ограниченных линиями I-I и II-II.

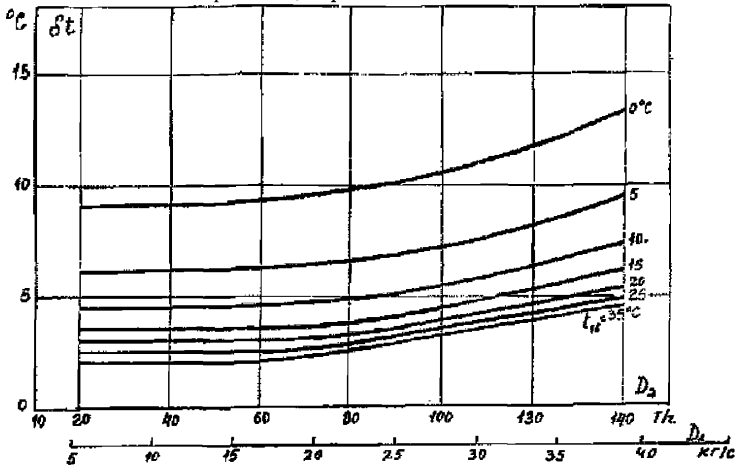


Рисунок П.4 - Температурный напор в конденсаторе К2-3000-2 ПОАТ ХТЗ в зависимости от расхода пара D_2 и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ (при номинальном расходе охлаждающей воды W = 34800 м^3/ч)

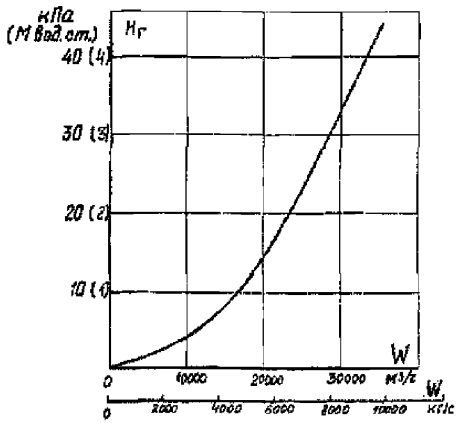


Рисунок П.5 - Гидравлическое сопротивление конденсатора Н-15240 ПОАТ ХТЗ в зависимости от расхода охлаждающей воды

П.3 По измеренным или определенным рекомендованными выше способами основным параметрам (паровой нагрузке, температуре входящей охлаждающей воды и расходу охлаждающей воды) по зависимости $\delta t = f(S_2, t_{1в})$ определяется нормативный температурный напор. С ним и сравнивается температурный напор, определенный по данным эксплуатационных измерений. Поскольку нормативные графики даны для двух значений расхода охлаждающей воды, значения температурного напора для расхода охлаждающей воды, отличающегося от расходов, для которых построены, нормативные графики, определяется линейной интерполяцией.

При высоких температурах охлаждающей воды (от 20 до 25 °С) температурный напор слабо зависит от ее расхода, при низких температурах охлаждающей воды влияние ее расхода более существенно.

Нормативное значение гидравлического сопротивления конденсатора находится по соответствующему графику для фактически измеренного (или определенного расчетом по балансу конденсатора) расхода охлаждающей воды.

Сетка поправок на вакуум позволяет оценить снижение мощности турбоустановки при заданном расходе пара, вызванное повышением давления отработавшего пара в эксплуатации ело сравнению с нормативным) . Изменение мощности определяется по кривой для расхода отработавшего пара, к которому относятся рассматриваемые данные эксплуатационного контроля. Для турбин типа К изменение мощности, отнесенное к мощности на зажимах генератора, измеренной при проведении эксплуатационного испытания, по абсолютному значению равно относительному изменению удельного расхода тепла турбоустановкой (удельного расхода топлива энергоблоком), но имеет обратный знак (см. таблицу П.1).

Таблица П.1

Турбина	Изменение мощности, кВт (±)	Изменение удельного расхода теплоты, % (±)	Тип электро-станции
К-50-9D ПОТ ЛМЗ	450	0,90	КЭС
К-100-90 ПОТ ЛМЗ	900	0,90	
К-100-90 ПОАТ ХТЗ	1000	1,00	
К-160-130 ПОАТ ХТЗ	1170	0,73	
К-200-I30 ПОТ ЛМЗ	1900	0,95	
К-300-240 ПОАТ ХТЗ	3340	1,11	
К-300-240 ПОТ ЛМЗ	2760-	0,92	
К-500-240 ПОАТ ХТЗ	3880	0,78	
К-500-240 ПОТ ЛМЗ	3680	0,74	
К-800-240 ПОТ ЛМЗ	4940	0,62	
Т-60-I30 ПО ТМЗ	400	0,80*	ТЭЦ
ПТ-60-130 ПОТ ЛМЗ	450	0,90*	
ПТ-80/100-130/13 ПОТ ЛМЗ	450	0,56*	
Т-I00-I30 ПО ТМЗ	725	0,73*	
Т-250-240 ПО ТМЗ	1830	0,70*	
К-220-44 ПОАТ ХТЗ (3000 об/мин.)	3980	1,81	С влажно—паровыми турбинами
К-500-65/3000 ПОАТ ХТЗ	7960	1,59	
К-750-65/3000 ПОАТ ХТЗ	8900	1,19	
К-500-60/1500 ПОАТ ХТЗ	4250	0,85	
К-1000-60/1500-1 } ПОАТ ХТЗ (3 ЦНД)	10350	1,04	
К-1000-60/1500-2 }			
К-1000-60/1500-3 ПОАТ ХТЗ (2 ЦНД)	8300**	0,83	

Примечания:
* При конденсационном режиме.
** По расчету завода.

Приложение Р
(рекомендуемое)
Методические рекомендации по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных паровых турбин

Р.1 Общие положения

Р.1.1 Поверхностные конденсаторы паровых турбин представляют собой, как правило, кожухотрубные теплообменные аппараты с пучком горизонтальных гладких трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода, а на наружной поверхности конденсируется отработавший пар, поступающий из турбины. Охлаждаемые водой конденсаторы с профилированными (волнистыми) трубками, находящиеся на стадии изучения и не применяющиеся для серийно выпускаемых паровых турбин, а также воздушные конденсаторы, применяющиеся для паровых турбин в исключительных единичных случаях, здесь не рассматриваются.

Конденсатор и его вспомогательные устройства (воздушные, конденсатные и циркуляционные насосы) должны обеспечивать практически полную конденсацию отработавшего пара при разных режимах работы установки и достаточно низких давлениях отработавшего пара, задаваемых по условиям экономичности турбоагрегата, прием при пуске, останове и нормальных режимах работы энергоблока сбросного пара и дренажей из других устройств и требуемое качество конденсата.

Р.1.2 Особенности условий конденсации пара в конденсаторах паровых турбин определяются в основном:

- относительно большими скоростями парового потока на входе его в трубный пучок, обусловленными необходимостью более компактного размещения большой поверхности охлаждения;
- наличием в поступающем паре примеси неконденсирующихся газов, содержание которых определяется главным образом присосом воздуха через неплотности в вакуумной системе турбоагрегата;
- конденсацией пара, содержащего примесь неконденсирующихся газов, при низкой давлении (вакууме), поддержание которого обеспечивается вакуумными насосами, удаляющими газы (воздух) из парового пространства конденсатора.

Р.1.3 Распределение локальных тепловых нагрузок в трубном пучке конденсатора характеризуется значительной неравномерностью, обусловливаемой условиями поступления в трубный пучок отработавшего пара из турбины, а главное, указанными в п. Р.2.1 особенностями условий его конденсации.

Необходимость обеспечения при большой поверхности охлаждения малого по сравнению с давлением пара в конденсаторе падения его давления в трубном щитке требует увеличения протяженности свободного для доступа пара периметра трубного сучка и приводит к усложнению его конфигурации. А поскольку, кроме того, поле давлений и скоростей парового потока уже на выходе из выхлопного патрубка турбины неоднородно, распределение пара, поступающего в трубный пучок, характеризуется обычно значительной неравномерностью.

По мере продвижения парового потока в глубь трубного пучка объемный расход пара из-за его конденсации уменьшается, причем относительное уменьшение объемного расхода пара, как правило, значительно больше, чем уменьшение живого сечения трубного пучка, вследствие чего скорость потока также уменьшается по пути его движения, тогда как концентрация воздуха в паре (паровоздушной смеси) при этом растет. И то, и другое приводит к уменьшению интенсивности конденсации пара и соответственно к уменьшению местных значений удельной паровой нагрузки. На это накладывается еще влияние натекания конденсата с вышележащих трубок на нижележащие.

При малой скорости парового потока, относительно небольшом расходе стекающего конденсата и ламинарном течении конденсатной пленки на трубках натекание конденсата может приводить в зоне малой еще концентрации воздуха в паре к уменьшению интенсивности теплоотдачи с паровой стороны в результате увеличения толщины и термического сопротивления пленки. Однако при быстродвижущемся паре, а также при большом расходе натекающего конденсата термическое сопротивление плевки конденсата в результате возмущения ее течения (волнообразования, турбулизации) снижается по сравнению с термическим сопротивлением ламинарной пленки и интенсивность теплоотдача возрастает.

Р.1.4 Вследствие наличия в паре примеси воздуха конденсация его сопровождается наряду с переносом теплоты, движущей силой которого является разность температур пара (паровоздушной смеси) и стенки трубок, также переносом вещества (массы), движущей силой которого является разность парциальных давлений (концентраций) пара в основной массе смеси и на поверхности раздела парогазовой и жидкой фаз. По мере уменьшения на пути движения потока пара в трубном пучке его скорости и роста концентрации воздуха в паре (паровоздушной смеси) относительная роль указанных двух процессов изменяется: влияние на интенсивность конденсации пара переноса теплоты уменьшается, а переноса массы возрастает.

При низком давлении пара в конденсаторе и высокой степени его конденсации, близкой к 100%, даже при весьма малом обычно начальном содержании воздуха в паре (концентрации его порядка от 10^{-4} до 10^{-5}) на определенной части пути потока пара в трубном пучке, примыкающей к стороне выхода воздуха с остаточным паром из трубного пучка, наблюдается быстрый рост концентрации воздуха, достигающей, в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси от 30 до 50 %. На этой части пути наблюдается также снижение температуры пара вследствие снижения его парциального давления.

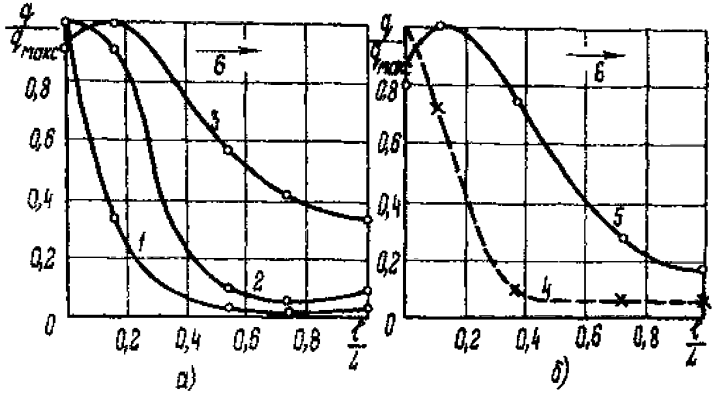
Р.1.5 В результате влияния на процесс конденсации снижения скорости пара и роста концентрации содержащегося в нем воздуха в конденсаторе образуются по пути движения пара две основные характерные зоны поверхности охлаждения, отличающиеся одна от другой условиями теплообмена с паровой стороны (рисунок Р.1):

- зона интенсивной конденсации пара, в которой его температура сохраняется практически неизменной, а локальные значения коэффициента теплопередачи и тепловой нагрузки, наибольшие на стороне входа пара в трубный пучок, снижаются по пути движения пара из-за уменьшения коэффициента теплоотдачи с

паровой стороны по мере уменьшения скорости пара и повышения концентрации воздуха;

- зона охлаждения паровоздушной смеси, характеризующаяся относительно низкими и слабо изменяющимися локальными значениями коэффициента теплопередачи и тепловой нагрузки (при определенных условиях наблюдается некоторое их возрастание к концу этой зоны).

Вследствие отмечавшейся выше неравномерности распределения поступающего в трубный пучок конденсатора пара действительное распределение местных значений коэффициента теплопередачи и удельных тепловых нагрузок в пучке является более сложным, но указанное выше разделение поверхности охлаждения конденсатора на две характерные зоны правильно отражает существенную особенность процесса конденсации в нем пара, объясняющую изменение показателей работы конденсатора при изменении режимных условий.



а) - в зависимости от удельной паровой нагрузки $d_к$ и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$; 1 – $d_к$ = 4,17 г/м^{2}с) и $t_{1в}$ = 11°С; 2 – $d_к$ = 7,2 г/(м^{2}с) и $t_{1в}$ = 11 °С; 3 – $d_к$ ≥9,7г/(м^2·с) и $t_{1в}$ = 24 °С; *б)* - в зависимости от количества проникающего в конденсатор воздуха $G_в$ ($d_к$= 10 г/(м^2·с) и $t_{1в}$ = I7,3 °С); 4 - $G_в$ = 12 г/с; 5 - $G_в$ = 4,42 г/с; 6 - движение пара; *l, L*- текущая и полная длина пути пара в трубном пучке; *q* - удельная тепловая нагрузка

Рисунок Р.1 - Распределение местных тепловых нагрузок по ходу паровоздушной смеси в конденсаторе

Граница между двумя зонами поверхности охлаждения не является стабильной, а перемещается в том или ином направлении при изменении режима работы и состояния конденсатора. Ее положение зависит от совокупного влияния паровой нагрузки конденсатора, расхода и температуры охлаждающей воды, степени частоты поверхности охлаждения, расхода воздуха, проникающего в вакуумную систему турбоагрегата, количества включенных воздушных насосов и их совмещенной характеристики. Доля поверхности, приходящаяся на зону охлаждения паровоздушной смеси, может при некотором сочетании указанных выше факторов (например, при большой паровой нагрузке и высокой температуре охлаждающей воды) приближаться к нулю, а при другом их сочетании (например, пониженной паровой нагрузке, низкой температуре охлаждающей воды, повышенном присосе воздуха) -возрастать за счет соответствующего увеличения или уменьшения доли

поверхности, приходящейся на зону интенсивной конденсации пара (см. рисунок Р.1).

Р.2 Показатели работы конденсатора

Р.2.1 Перемещение границы, т.е. перераспределение поверхности охлаждения между двумя ее основными зонами, существенно отражается на значениях всех внешних показателей работы конденсатора. Чем больше доля поверхности, приходящаяся на зону охлаждения паровоздушной смеси, и соответственно меньше доля зоны интенсивной конденсации пара, тем меньше, как правило, средний коэффициент теплопередачи конденсатора, отнесенный к его полной поверхности, включающей в себя обе зоны. Исключением является лишь случай снижения расхода (скорости) охлаждающей воды, когда размеры зоны интенсивной конденсации пара растут, но снижение интенсивности теплоотдачи с водяной стороны поверхности охлаждения влечет за собой уменьшение среднего коэффициента теплопередачи.

При уменьшении размеров зоны интенсивной конденсации пара уменьшается обычно и падение давления пара в трубном пучке (от входа в него отработавшего пара до выхода удаляемой паровоздушной смеси), или паровое сопротивление конденсатора. К наиболее значительному уменьшению падения давления пара в трубном пучке может приводить увеличение присосов воздуха в результате влияния при этом двух действующих в одинаковом направлении факторов повышения давления пара в конденсаторе, приводящей к уменьшению его удельного объема и скоростей в зоне интенсивной конденсации пара, и уменьшения размеров этой зоны. В случае снижения температуры охлаждающей воды давление пара в конденсаторе становится меньшим, а его удельный объем и скорости растут, но вследствие уменьшения размеров зоны интенсивной конденсации пара падение давления в трубном пучке обычно не увеличивается, а даже становится меньшим.

Р.2.2 Поскольку из турбины в конденсатор поступает, как правило, влажный насыщенный пар (исключением являются режимы работы установки при холостом ходе или очень малых нагрузках турбины, когда отработавший пар может быть перегретым), давление пара на входе в трубный пучок конденсатора может быть определено по его температуре (°С):

$$t_к = t_{1в} + \Delta t + \delta t \qquad (Р.2.1)$$

где $t_{1в}$ - температура поступающей в конденсатор охлаждающей воды, °С;

Δt - нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, *К*;

δt - конечный температурный напор (недогрев охлаждающей воды до температуры отработавшего пара), К. Нагрев (перепад температур) охлаждающей воды определяется из теплового баланса, и составляет (К):

$$\Delta t = t_{2в} - t_{1в} = \frac{D_к \times \Delta t_к}{G_0 \times C_ж} = \frac{\Delta t_к}{C_ж \times m} \qquad (Р.2.2)$$

где $t_{2в}$ - температура уходящей из конденсатора охлаждающей воды, °С;

$D_к$ - расход поступающего в конденсатор пара, кг/с;

$\Delta h_к$ - разность энтальпий отработавшего пара и конденсата, кДж/кг;

G_o - расход охлаждающей воды, кг/с;

$C_ж$ - Удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$m = G_0/D_к$ - кратность охлаждения.

Р.2.3 Температурный напор (конечный) является при заданных значениях поверхности охлаждения конденсатора F ($м^2$) и расходе охлаждающей воды G_o (кг/с) функцией среднего коэффициента теплопередачи конденсатора K. Средний коэффициент теплопередачи [Вт/($м^2$·К)] относится обычно к средней логарифмической разности температур пара а охлаждающей вода, т.е.

$$K = \frac{D_к \times \Delta t_к}{(\delta t_{ср.п} \times F)}, \qquad (Р.2.3)$$

где $\delta t_{ср.п} = \frac{t_{2в} - t_{1в}}{2{,}3lg\frac{t_к - t_{1в}}{t_к - t_{2в}}}$ (Р.2.4)

Из (С.2.1), (С.2,2) и (С.2.3) следует, что

$$\delta t = t_к - t_{2в} = \frac{\Delta t}{e^n - 1}, \qquad (Р.2.5)$$

где $n = \frac{к \times F}{C_ж} \times G_0 \times 10^3$

Р.2.4 Приведенное выше определение среднего коэффициента теплопередачи к, как видно из пп. Р.1.4 и Р.1.5, не вытекает из реальных условий переноса теплоты в конденсаторах турбин, сопровождающегося переносом массы и изменением в зависимости от режимных условий роли более активной зоны поверхности охлаждения (зоны интенсивной конденсации пара), тогда как коэффициент к по уравнению (Р.2.3) относится к разности температур пара и воды и к полной поверхности F, включающей в себя и зону охлаждения паровоздушной смеси. Такое определение K является лишь общепринятым при инженерных расчетах условным приемом, с учетом которого обрабатываются обычно результаты испытаний промышленных конденсаторов.

Замена уравнения (Р.2.4) уравнением для средней логарифмической разности температур, включающей в себя различные начальную ($t_к$) и конечную ($t_{сж}$) температуры пара (паровоздушной смеси), не уточняет определение среднего коэффициента теплопередачи для конденсаторов турбин, так как снижение температуры охлаждаемой среды в конденсаторе определяется в основном не отводом от нее теплоты, представляющей собой главным образом теплоту фазового перехода, а снижением парциального давления пара при охлаждении паровоздушной смеси.

Нельзя также уточнить определение среднего коэффициента теплопередачи конденсатора при инженерных расчетах, пользуясь эмпирическими соотношениями для среднего коэффициента теплоотдачи с паровой стороны поверхности охлаждения $\alpha_п$, подсчитывавшегося по полученным из испытаний с помощью уравнений (Р.2.3) и (Р.2.4) и значений $к$ путем вычитания из общего термического сопротивления $R = \frac{1}{K}$ суммы термических сопротивлений $R_{с.в}=R_с+R_в$, где $R_с$ - термическое сопротивление стенки трубок и $R_в$ - термическое сопротивление со стороны охлаждающей воды. Отмеченная выше условность принятого определения к приводит и к условности полученной указанным способом величины $R_{с.в}$, оказывающейся при этом зависящей не только от условий теплоотдачи с паровой стороны, а от всех факторов, влияющих на $к$, в том числе определяющих интенсивность теплоотдачи с водяной стороны и состояние поверхности охлаждения, а также от точности оценки величины $R_{с.в}$, не измеряющейся при испытаниях кон-

денсатора. Использование условного среднего коэффициента теплоотдачи α_n, не уточняя расчет, приводит лишь к усложнению его при ручном счете (расчет должен при этом выполняться методом итераций).

Р.2.5 Для конденсатора турбины , как и для других поверхностных теплообменных аппаратов, требуемая для заданных условий поверхность теплообмена F тем меньше, чем больше средний коэффициент теплопередачи $к$. Но при решении задачи повышения к для конденсатора турбины необходимо учитывать взаимосвязь работы конденсатора с работой воздушного насоса (группы насосов).

Наряду с уравнением (Р.2.1) можно (см. рисунок Р.2) определить давление отработавшего пара в конденсаторе и как

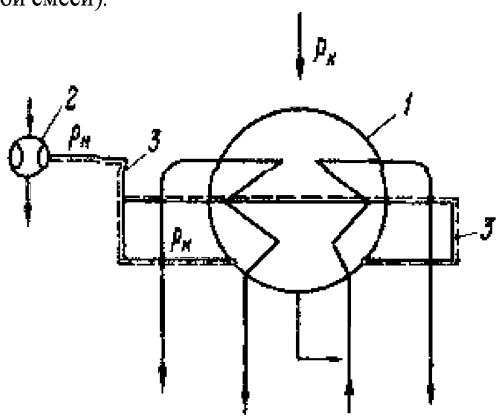
$$p_к = p_н + \Delta p\,, \qquad (Р.2.6)$$

где $p_н$ - давление на стороне всасывания воздушного насоса, кПа;

Δp - падение давления пара в трубном пучке конденсатора, кПа.

Чем меньше $p_н$ и Δp, тем меньше $p_к$ и больше при прочих равных условиях средний коэффициент теплопередачи $к$.

При данном расходе воздуха, содержащегося в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, давление на стороне всасывания воздушного насоса $p_н$ тем меньше, чем ниже температура смеси $t_{см}$ (или меньше содержание пара в отсасываемой насыщенной смеси).



1 - конденсатор; *2*- воздушный насос; *3* - коллектор паровоздушной смеси

Рисунок Р.2 - Схема отсоса паровоздушной смеси из конденсатора

Значения $t_{см}$ и падения давления Δp соизмеримого в конденсаторах турбин с давлениями $p_н$ и $p_к$, зависят от условий теплообмена в конденсаторе, определяющих, в частности, распределение поверхности F при каждом режиме на зоны интенсивной конденсации и охлаждения паровоздушной смеси.

Р.2.6 Специфичная для вакуумного конденсатора тесная взаимосвязь его работы с работой воздушного насоса не позволяет при заданном давлении отработавшего пара $p_к$ существенно уменьшить с целью повышения среднего коэффициента теплопередачи поверхность охлаждения F за счет уменьшения мало активной зоны охлаждения паровоздушной смеси, на которую приходится незначительная доля передаваемой в конденсаторе теплоты, так как уменьшение этой зо-

ны влечет за собой увеличение $t_{см}$ и $p_н$. Та же причина приводит к требованию, чтобы интенсификация теплоотдачи с паровой стороны поверхности охлаждения конденсатора не сопровождалась значительным ростом его парового сопротивления Δp, что приводит, в частности, к необходимости ограничения скоростей пара в трубном пучке;

Р.2.7 Сложность рабочего процесса конденсаторов затрудняет их строгий тепловой расчет и отыскание оптимальной компоновки их поверхности охлаждения.

Строгий метод теплового расчета конденсаторов, который позволил бы определить как необходимую при различных условиях поверхность охлаждения F, так и сравнительную эффективность различных компоновок поверхности охлаждения, требует правильного задания распределения поступающего в трубный пучок пара как по периметру, так и по длине последнего и достаточно точного учета изменения по пути движения пара всех основных условий тепло- и массообмена в трубном пучке, а соответственно, и локальных значений коэффициента теплопередачи и тепловых нагрузок.

Пространственная неоднородность распределения скоростей и основных параметров пара (паровоздушной смеси) и отсутствие достаточных данных для количественной оценки совместного влияния на локальные коэффициенты тепло- и массоотдачи скорости пара (смеси), натекания конденсата и примеси неконденсирующихся газов сильно затрудняют, однако, выполнение строгого теплового расчета конденсаторов. Предложенные методы расчета, основывающиеся на схематизации и упрощении картины течения пара и лишь приближенно учитывающие изменение условий конденсации пара по пути его движения в трубном пучке, могут применяться при расчетных исследованиях и позволяют получить полезные качественные данные о влиянии различных режимных и конструктивных факторов на теплопередачу в конденсаторах, но они не могут пока широко применяться при решении текущих практических задач. Для решения последних сохраняют свое значение инженерные методы теплового расчета поверхностных конденсаторов, основывающиеся на применении условного среднего коэффициента теплопередачи $к$, определяемого с помощью уравнений (Р.2.3) и (Р.2.4).

Р.2.8 Зависимость среднего коэффициента теплопередачи $к$ от конструктивных и режимных факторов устанавливается по опытным данным, подученным при испытаниях промышленных конденсаторов.

Основными факторами, влияние которых учитывается при установлении эмпирической зависимости для коэффициента теплоотдачи, являются: температура и скорость охлаждающей воды, число ходов воды и состояние (чистота) поверхности охлаждения. Вводятся также поправки на материал толщину стенки трубок, размеры и паровую нагрузку конденсатора.

Изменение любого из перечисленных факторов приводит к перераспределению поверхности охлаждения между зонами интенсивной конденсации и охлаждения паровоздушной смеси, что влечет за собой и изменение температуры паровоздушной смеси, поступающей в воздушный насос. Поэтому влияние всех этих факторов является взаимосвязанным. Так, например, чем ниже температура охлаждающей воды и соответственно меньше доля поверхности охлаждения,

приходящаяся при данной паровой нагрузке на зону интенсивной конденсации пара, тем меньше влияние изменения скорости воды на средний коэффициент теплопередачи конденсатора, отнесенный ко всей его поверхности охлаждения. Влияние скорости и температуры охлаждающей воды зависит также от состояния (чистоты) поверхности охлаждения.

Загрязнение поверхности охлаждения конденсатора, уменьшение теплопроводности материала и увеличение толщины стенок трубок приводят к увеличению термического сопротивления стенок трубок (включая отложения на них), но влияние этого на средний коэффициент теплопередачи частично компенсируется увеличением при этом зоны интенсивной конденсации пара, вследствие чего оно оказывается меньшим, чем при учете влияния только роста термического сопротивления стенки.

Средний коэффициент теплопередачи конденсатора $к$ зависит, помимо прочего, от присосов воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, типа и значения подачи обслуживающих конденсатор воздушных насосов. Примесь в паре воздуха независимо от того, проникает ли он в вакуумную систему турбоагрегата до конденсатора, в самом конденсаторе или за ним (на тракте конденсатор - воздушный насос), оказывает влияние на коэффициент теплопередачи как непосредственно в результате изменения локальных коэффициентов теплопередачи с паровой стороны поверхности охлаждения, зависящих от концентрации воздуха в паре (смеси), так и косвенно в результате изменения в зависимости от расхода и температуры отсасываемого воздуха давления на стороне всасывания воздушного насоса, приводящего к изменению распределения поверхности охлаждения между зонами интенсивной конденсации пара и охлаждения паровоздушной смеси.

Р.2.9 Эмпирические зависимости для $к$ устанавливается обычно по результатам промышленных испытаний конденсаторов, проводившихся при присосах воздуха, не выходящих за пределы, считающиеся допустимыми по правилам эксплуатации турбоагрегатов. Формула для $К$, приводимая в разд. Р.4, основывается на результатах испытаний конденсаторов с поверхностью охлаждения в одном корпусе до 15000 м^2 и учитывает, по возможности, отмеченную выше взаимозависимость влияния на $к$ различных факторов.

Влияние на $к$ изменения паровой нагрузки конденсатора при прочих равных условиях из-за противоположного при этом влияния изменения размеров двух зон поверхности охлаждения и изменения значений $p_н$ и Δp в пределах паровых нагрузок от 50 до 100 % номинальной незначительно. Поэтому влияние изменения паровой нагрузки ориентировочно учитывается Е приведенной ниже формуле с помощью корректирующего множителя только для области более низких нагрузок, при которых обычно более заметным оказывается влияние на к увеличения размеров вакуумной зоны в турбине и связанного с этим увеличения присосов воздуха.

Учесть в эмпирических зависимостях для $к$ влияние повышенных (превышающих допустимые значения) присосов воздуха при номинальных или близких к ним условиях работы конденсатора не представляется пока возможным из-за недостаточности имеющихся данных (можно лишь для прикидочных оценок принимать, что при отсасывании воздуха пароструйными эжекторами вызванное уве-

личением присосов воздуха повышение давления в конденсаторе $\Delta p_к$ составляет от 0,4 до 0,6, в среднем 0,5 от повышения давления на стороне всасывания эжекторов $\Delta p_н$ при соответствующем увеличении расхода отсасываемого ими сухого воздуха.

Р.2.10 Эмпирические зависимости для среднего коэффициента теплопередачи конденсатора применяются при инженерных расчетах, задачей которых является:

- определение при проектировании, в том числе при оптимизации параметров конденсационной установки или комплексной оптимизации низкопотенциального комплекса турбоагрегата (ЦНД турбины конденсационная установка - система водоснабжения), требуемых для различных условий размеров поверхности охлаждения и других основных конструктивных размеров конденсатора;
- построение расчетным путем эксплуатационных характеристик конденсатора, т.е. определение температурного напора δt и давления отработавшего пара $p_к$, обеспечиваемых данным конденсатором при различных режимных условиях.

Р.2.11 Расчет конденсатора для однозначно заданных условий или ограниченного числа возможных вариантов расчетных условий требует относительно небольшого объема вычислений. Объем последних очень сильно возрастает при оптимизации конструктивных размеров и номинальных параметров конденсатора, а тем более всего низкопотенциального комплекса турбоагрегата, включающего в себя выхлопную часть турбины, конденсационную установку и систему водоснабжения. Поэтому методика расчета конденсатора описывается ниже применительно как к ручному счету с соответствующими для этого случая числовыми примерами, так и к расчетам на ЭВМ.

Р.3 Определения

Р.3.1 Однокорпусные и многокорпусные конденсаторы различается «телом отдельных корпусов, в которых размещена вся поверхность охлаждения.

Р.3.2 Поперечные и аксиальные конденсаторы различаются направлением оси корпуса (корпусов) относительно оси турбины - по нормали к ней или параллельно оси турбины соответственно.

Р.3.3 Подвальными называются конденсаторы, устанавливаемые под ЦНД турбины. Отработавший пар поступает в них по одному или нескольким выхлопным патрубкам через нижнюю (расположенную ниже горизонтального разъема) часть ЦНД. В некоторых случаях подвальные конденсаторы аксиального типа имеют расположенные по обе стороны турбины несколько смещенные относительно ее оси параллельно расположенные корпуса, в которые пар поступает также через нижнюю половину ЦНД.

Боковыми называются конденсаторы, корпуса которых устанавливаются на одной отметке турбины или немного ниже ее и присоединяются к выхлопным патрубкам, по которым отработавший пар поступает как из нижней, так и ив верхней половин ЦНД.

Р.3.4 Одноходовые и многоходовые конденсаторы различаются числом ходов со стороны охлаждающей воды.

Р.3.5 Однопоточные и двухпоточные конденсаторы различаются числом потоков охлаждающей воды, имеющих независимые подвод и отвод и допускающих их отключение. В двухпоточном конденсаторе любой из двух потоков монет быть отключен без останова турбины; но со снижением ее нагрузки относительно номинальной.

Р.3.6 Регенеративные и не регенеративные конденсаторы различаются соответственно наличием и отсутствием проходов для части пара, поступающего из турбины, в область парового пространства под трубным пучком для догрева стекающего из трубного пучка переохлажденного конденсата до температуры насыщения отработавшего пара. Современные конденсаторы выполняются, как правило, регенеративными.

Р.3.7 Секционированный конденсатор отличается, тем, что он разделен с паровой стороны на секции, через которые последовательно протекает охлаждающая вода и в которых устанавливается разное давление пара, возрастающее в направлении от первой секции со стороны входа охлаждающей воды к секции, находящейся на стороне выхода воды из конденсатора. Секции могут располагаться в одном или различных корпусах конденсатора.

Р.3.8 Поверхность охлаждения ($м^2$) конденсатора (секции) - суммарная поверхность всех конденсаторных трубок с наружной (паровой) стороны между внутренними плоскостями основных трубных досок:

$$F=\pi \cdot d_н \cdot l \cdot N \cdot 10^{-3} \qquad (Р.3.1)$$

где d_H - наружный диаметр трубок, мм;

l - активная длина трубок (между трубными досками),$м^2$

N - общее число трубок в конденсаторе (секции).

Для секций обозначения F и N дополняются индексами, показывающими номер секции (например, F^I F^{II} и N^I, N^{II}).

Р.3.9 Паровая нагрузка (кг/с) конденсатора (полная) - суммарный расход отработавшего пара, поступающего в конденсатор из главной турбины и паровых приводов вспомогательных механизмов $\sum D_{всп}$:

$$D_к = D_2 + \sum D_{всп} \qquad (Р.3.2)$$

Пар, образующийся при вскипании сбрасываемых в конденсатор горячих дренажей, как правило, не учитывается при определении $D_к$ вследствие незначительности его расхода по сравнению с D_2.

При отсутствии сбросов в главный конденсатор отработавшего пара турбоприводов $D_к = D_2$.

Р.3.10 Тепловая нагрузка (кДж/с) конденсатора (полная) - суммарное количество теплоты, отдаваемой конденсирующимся паром охлаждающей воде в единицу времени:

$$Q = D_к \cdot \Delta h_к \qquad (Р.3.3)$$

где $\Delta h_к = h^1_2 - h_к$ (Р.3.4)

и $h^1_2 = (D \cdot h + \sum D_{всп})/D_к$ (Р.3.5)

h^1_2 - средневзвешенная энтальпия поступающего в конденсатор пара, кДж/кг;

$h_к$ - энтальпия конденсата, кДж/кг;

h_2 - энтальпия отработавшего-пара главной турбины, КДж/кг;

$h_{всп}$ - энтальпия отработавшего пара турбоприводов вспомогательных меха-

низмов, кДж/кг.

При определении Q_i для i -й секции в уравнении (Р.3.4) следует подставлять h^1_{2i} и h_{ki}. Можно, однако, принимать одинаковое (среднее) значение Δh_K для всех секций.

При отсутствии сбросов отработавшего пара турбоприводов

$$h^1_2=h_2$$

Полная тепловая нагрузка (кДж/с) может определяться также как

$$Q=C_{ж}\cdot G_o\cdot \Delta t \qquad \text{(Р.3.3 а).}$$

где $C_{ж}$ - удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·К);

G_0 - расход охлаждающей воды, кг/с.

Р.3.11 Удельные паровая [г/м^2·с] и тепловая (Вт/м^2) нагрузки конденсатора относятся к единице поверхности охлаждения и составляют соответственно:

$$d_к=D_k\cdot 10^3/F; \qquad \text{(Р.3.6)}$$

$$q=Q\cdot 10^3/F. \qquad \text{(Р.3.7)}$$

Р.3.12 Давление (кПа) в конденсаторе (секции) - среднее абсолютное давление отработавшего пара на расстоянии около 1 м над верхним краем трубного пучка. При измерениях ртутными приборами определяется как

$$p_к = H/7{,}5. \qquad \text{(Р.3.8)}$$

где H - абсолютное давление, мм рт.ст. (при 0°С.)

Р.3.13 Температура конденсации $t_к$ - температура насыщенного водяного пара при давлении $p_к$; связана с начальной температурой охлаждающей воды, нагревом последней и конечным температурным напором уравнением (Р.2.1).

Р.3.14 Охлаждение *(К)* паровоздушной смеси - разность температуры конденсации и температуры отсасываемой воздушным насосом из конденсатора паровоздушной смеси $t_{см}$:

$$\Delta t_{см}=t_к-t_{см} \qquad \text{(Р.3.9)}$$

Р.3.15 Кратность охлаждения - отношение расходов охлаждающей воды и отработавшего пара:

$$m = G_o /D_к. \qquad \text{(Р.3.10)}$$

Р.3.16 Нагрев *(К)* охлаждающей воды - приращение температуры охлаждающей воды в конденсаторе (секции):

$$\Delta t=t_{2в}-t_{1в}=Q/(G_o\times C_{ж}) =h_к/(C_{ж}\times m) \qquad \text{(Р.3.11)}$$

где $t_{1в}$, $t_{2в}$ - средние массовые температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор (секцию) и выходе из него.

Величины, относящиеся к отдельным секциям, отмечаются соответствующими индексами.

Р.3.17 Коэффициент теплопередачи конденсатора (секции) - условный средний коэффициент теплопередачи, отнесенный к средней логарифмической разности температур отработавшего пара к охлаждающей воды. Определяется по опытным данным с помощью уравнений (Р.2,3) и (Р.2.4), при расчетах – по эмпирическим зависимостям от режимных условий [см. уравнение (Р.4.1)] .

Р.3.18 Температурный напор (конечный), К - разность температуры конденсации и температуры охлаждающей вода на выходе из конденсатора:

$$\delta t = t_k\, t_{2в} \qquad \text{(Р.3.12)}$$

Температурный напор связан с коэффициентом теплопередачи и нагревом

охлаждающей воды уравнением (Р.2.5).

Р.3.19 Скорость воды (м/с) - средняя скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках:

где $= w = \frac{G_0 \times z \times 4 \times 10^6}{\rho_ж \times \pi \times d_{вн}^2 \times N} = 1{,}273 \times 10^6 \times \frac{G_0 \times z}{\rho_ж \times d_{вн}^2 \times N}$ (Р.3.13)

z - число ходов охлаждающей воды;

$\rho_{ж}$ - плотность воды, кг/м^3;

$d_{вн}$ - внутренний диаметр трубок, мм,

Р.3.20 Паровое сопротивление (кПа) конденсатора - падение давления пара (паровоздушной смеси) в трубном пучке конденсатора:

$$\Delta p = p_к - p_н \qquad (Р.3.14)$$

Р.3.21 Гидравлическое сопротивление конденсатора - падение давления охлаждающей воды, вызванное трением и местным сопротивлением в конденсаторе (см.разд. Р.6).

Р.3.22 Присосы воздуха $G_в$ (г/с) - расход сухого воздуха, проникающего через неплотности в вакуумную систему турбоагрегата и содержащегося в паровоздушной смеси, поступающей в воздушные насосы.

Примечание - Количество неконденсирующихся газов, поступающих в конденсатор с паром, на ТЭС, как правило, весьма мало по сравнению с присосами воздуха в вакуумную систему.

Р.3.23 Коэффициент частоты a - множитель в эмпирической формуле для среднего коэффициента теплопередачи конденсатора (см. п. Р.4.1), с помощью которого учитываются состояние трубок (наличие отложений на их внутренней и наружной поверхности), а также теплопроводность материала трубок и толщина их стенки.

Р.3.24 Коэффициент заполнения трубной доски - отношение площади, занятой трубками F_T, к полной площади трубной доски конденсатора $F_д$:

$$К_{тд} = \frac{F_T}{F_Д} = \frac{0{,}786 \times N \times d_Н^2}{F_Д} \qquad (Р.3.15)$$

Р.4 Коэффициент теплопередачи конденсатора

Р.4.1 При инженерных тепловых расчетах конденсаторов применяются, как правило, эмпирические зависимости коэффициента теплопередачи от основных режимных факторов (см. разд. Р.2).

Рекомендуется определять коэффициент теплопередачи (Вт/(м^2·К) по формуле:

$$K = 4070 \times a \times \Phi_w \times \Phi_t \times \Phi_z \times \Phi_в \ , \qquad (Р.4.1)$$

где a - коэффициент чистоты;

$\Phi_w, \Phi_t, \Phi_z, \Phi_в$ - множители, учитывающие влияние скорости охлаждающей воды, ее температуры, числа ходов воды и удельной паровой нагрузки конденсатора соответственно.

Множители Φ в формуле (Р.4.1) учитывают взаимосвязанность влияния различных факторов.

Р.4.2 Для современных конденсаторов стационарных паровых турбин, выполненных с учетом указаний, изложенных в разд. Р.10, при начальных темпера-

турах охлаждающей воды до 45 °С, скоростях ее w от 1 до 2,5 м/с и удовлетворении изложенных в разд. Р.7 требований к воздушной плотности

$$\Phi_w = \left(\frac{1{,}1\times W}{\sqrt[4]{d_{вн}}}\right)^x , \qquad (Р.4.2)$$

где при $x/a \le 0{,}6$

$$x = 0{,}12 \cdot a(1+0.15\times t_{1в}), \qquad (Р.4.3)$$

при $x/a > 0{,}6$

$$x = 0{,}6\times a \qquad (Р.4.3а)$$

при $t_{1в} \le 35$°С

$$\Phi_t = 1+0{,}002\times(t_{1в}-35) \qquad (Р.4.4)$$

где $в = 0{,}52-0{,}0072 \cdot d_к$ (Р.4.4.а)

при $35 < t_{1в} < 45$ °С

$$\Phi z = 1 + \frac{z-2}{15} \times \left(1 - \frac{t_{1в}}{45}\right). \qquad (Р.4.5)$$

При расчетной (номинальной) паровой нагрузке конденсатора $D_к^{ном}$ принимается понимается $\Phi_\delta = 1$. При паровых нагрузках, отличающихся от номинальной.

Для $D_к/D_к^{гр} \ge 1$ $\Phi_\delta = 1$

Для $D_к/D_к^{гр} < 1$ $\Phi_\delta = \frac{D_к}{D_к^{гр}} \times \left(2 - \frac{D_к}{D_к^{гр}}\right)$ (Р.4.7)

где $D_к^{гр} = S \times D_к^{ном} = (0{,}8 - 0{,}01 \times t_{1в}) \times D_к^{ном}$ (Р.4.8)

Р.4.3 При расчете вновь проектируемого конденсатора, когда значение d_k еще не известно, для обычных расчетных условий, которым отвечает $d_K < 20$ $(м^3 \cdot с)$, можно принимать в уравнении (Р.4.4), что $в = 0{,}42$.

Если конденсатор рассчитывается на повышенное давление $p_к$ (от 20 до 25 кПа), следует для определения $в$ предварительно задаться значением d_K. В случае значительного расхождения полученного из расчета и предварительно принятого значений $d_к$ следует соответственно уточнить значение $в$ и повторить расчет.

Р.4.4 Поскольку степень загрязнения поверхности охлаждения конденсатора, материал и толщина стенки трубок являются факторами, определяющими одну и ту же величину - термическое сопротивление стенки трубок (включая отложения на ней), влияние всех этих факторов учитывается в формуле (Р.4.1) с помощью коэффициента чистоты, определяемого как произведение $a = a_c \times a_м$, где a_c зависит от ожидаемого состояния поверхности охлаждения и $a_м$ - от материала и толщины стенок.

Рекомендуется принимать следующие значения множителя a_c:

- при прямоточном водоснабжения и слабо минерализованной воде (при содержании в ней органических примесей - хлорированной) a_c - в пределах от 0,85 до 0,90;

- при оборотном водоснабжении с водохранилищем-охладителем (исключая случаи повышенной карбонатной жесткости воды) a_c - в пределах от 0,80 до 0,85;

- при оборотном водоснабжении, повышенной карбонатной жесткости подпиточной воды и химической обработке последней или циркуляционной воды a_c - в пределах от 0,75 до 0,80.

В случаях применения эффективных методов непрерывной очистки трубок значения a_c могут приниматься от 0,85 до 0,9 и при более низком качестве охлаждающей воды (например, при оборотных системах водоснабжения).

Толщина стенки трубок из медесодержащих сплавов составляет в отечественных конденсаторах, как правило, 1 мм, для трубок из нержавеющей стали и титана она может снижаться примерно до 0,7 мм.

Толщина стенки трубок больше 1 мм применяется лишь в единичных случаях. Значения множителя a_c для трубок из разных материалов и с разной толщиной стенки приведены в таблице Р.1.

Таблица Р.1

Материал (сплав)	Толщина стенки трубки, мм		
	0,7	1	1,5
латунь	-	1	0,99
МНЖ: 5-1	-	0,95	0,92
МНЖМЦ 30-1-1	-	0,92	0,90
Нержавеющая сталь	0,90	0,85	0,83
Титан	0,85	-	-

Р.4.5 В приложении Р.1 приведен график для определения значений коэффициента теплопередачи по формуле (Р.4.1) латунных трубок при числе ходов воды в конденсаторе $z = 2$ и коэффициенте чистоты $a = 0,8$ в зависимости от значения $B=\frac{1.1w}{\sqrt[4]{d_{вн}}}$ и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$.

При числе ходов воды, отличающемся от двух, значение коэффициента теплопередачи, найденное на рисунке Р.11.1, следует умножить на Φ_z [формула (Р.4.6)]. При числе ходов воды $z = 1$ можно воспользоваться также приложением Р.1, относящимся к латунным трубкам и $a = 0,8$. Пример расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторе приведен в п. Р.5.7.

Р.5 Расчет поверхности охлаждения конденсатора

Р.5.1 Для определения требуемой поверхности охлаждения, числа и длины трубок конденсатора должны быть заданы:

номинальная паровая нагрузка конденсатора	$D_к^{ном}$;
энтальпия отработавшего пара	h_2;
или разность энтальпий пара и конденсата	$\Delta h_k=h_2-h_к$;
давление в конденсаторе	$P_к$;
температура охлаждающей воды	$t_{1в}$;
кратность охлаждения	m;
или расход охлаждающей воды	$G_о$;
число ходов воды	z;
наружный и внутренний диаметры трубок	$d_н$ и $d_{вн}$;
материал трубок	-

При отыскании оптимальных параметров конденсационной установки или низкопотенциального комплекса турбоагрегата, включающего в себя ЦНД турби-

ны, конденсационную установку и систему технического водоснабжения, ряд величин, перечисленных выше, относится к числу искомых и для некоторых из них задаются возможные пределы их изменения. Расчеты производятся при этом для различных вариантов, и окончательный вариант выбирается с учетом изменения приведенных затрат на конденсационную установку и связанные с ней элементы энергоблока.

Р.5.2 Требуемая для заданных условий (или рассматриваемого варианта) поверхность охлаждения конденсатора определяется по формуле

$$F = \frac{(D_{\text{к}}^{\text{ном}} \times \Delta h_{\text{к}} \times 10^3)}{\text{к} \times \delta t_{\text{ср.п}}}, \qquad \text{(Р.5.1)}$$

Энтальпия h_2' или разность энтальпий Δh_K принимается по данным теплового расчета турбины, значение $\delta t_{ср.п}$ подсчитывается по уравнению (Р.2.4), коэффициент теплопередачи K - по уравнению (Р.4.1).

При предварительных расчетах можно принимать следующие значения Δh_K (кДж/кг):

Для турбин ТЭС с начальными давлениями пара от 9,0 до 16,0 МПа, не имеющих промежуточного перегрева пара 2200-2250

Для турбин ТЭС с начальными давлениями 23,5 МПа и промежуточным перегревом пара 2300-2350

Для турбин АЭС с давлением насыщенного пара от 6,0 до 7,0 МПа и паровым промежуточным перегревом 2200-2250

Р.5.3 Отвечающие заданным условиям и найденному значению поверхности охлаждения F число трубок N и их длина l определяются по формулам:

$$N = 1{,}273 \times 10^6 \times \frac{G_0 \times Z}{\rho_{\text{ж}} \times w \times d_{\text{вн}}^2} \qquad \text{(Р.5.2)}$$

$$l = F \times 10^3/(N \times \pi \times d_{\text{н}}) \qquad \text{(Р.5.3)}$$

Р.5.4 Площадь ($м^2$) трубной доски (поперечного сечения корпуса) конденсатора составляет согласно уравнению (Р.3.15):

$$F_A = 0{,}785 \times N \times \frac{d_{\text{н}}^2}{\text{к}_{\text{тд}}}. \qquad \text{(Р.5.4)}$$

При предварительных расчетах можно принимать для ориентировочной оценки F_A значение $K_{тд} \approx 0{,}25$.

Р.5.5 Полученные по расчету значения l и $F_д$ могут оказаться по каким-либо соображениям (компоновки оборудования, размещения конденсатора или др.) не подходящими. В таких случаях следует, изменяя некоторые из исходных величия (диаметр трубок, число ходов или скорость охлаждающей воды или др.), произвести расчеты заново до получения желаемого результата.

Требуемая длина трубок при прочих равных условиях приблизительно пропорциональна их диаметру в первой степени, скорости воды в степени от 0,65 до 0,80 (при расчетных $t_{1в}$ в пределах от 12 до 22°С) и обратно пропорциональна кратности охлаждения и числу ходов воды.

Изменение числа ходов воды и диаметра трубок влечет за собой кроме изменения l также и заметное изменение гидравлического сопротивления конденсатора. Чем больше число ходов воды и меньше диаметр трубок, тем больше гидрав-

лическое сопротивление. Поэтому при увеличении числа ходов воды обычно целесообразно увеличение и диаметра трубок. В одноходовом конденсаторе можно уменьшить требуемую длину трубок, если принять меньший их диаметр.

Допустимое уменьшение диаметра трубок ограничивается в основном эксплуатационными соображениями (возможностью образования в них отложений и шлама, попадания посторонних тел). Для стационарных установок рекомендуется применять трубки с внутренним диаметром не менее 17 мм, а в более крупных конденсаторах - не менее 22 мм,

Р.5.6 Допустимые пределы изменения скорости охлаждающей воды в трубках зависят от ее качества и материала трубок.

Охлаждающая вода	Материал трубок	Максимальная скорость воды, м/с
Пресные воды: речная, озерная, оборотная (солесодержание меньше 1000 мг/кг, показатель pH 6,5)	Латунь ЛОМш 70-I-0,04	2,0-2,2(1*
	Медноникелевый сплав (МНЖ5-I-0,8)	2,5-2,7
Морские и солоноватые воды	(Нержавеющая сталь IXI8H9T)	4,0-5,0(2*
	Латунь ЛАМш 77-2-0,04	1,8-2,0(3*
	Медноникелевый сплав МНЖМц 30-0,8-I	2,5-3,0(4*
	Титан	5,0

Примечания:
(1* Показатель pH конденсата - не более 9,3; при загрязненной воде или повышенном содержании хлоридов максимальная скорость воды - 1,5-1,8 м/с.
(2* Содержание в воде хлора не превышает 750 мг/кг.
(3* Показатель pH конденсата - не более 9,3; содержание в воде песка - не более 20 мг/кг.
(4* Содержание в воде песка - не более 50 мг/кг.

Поскольку увеличение скорости воды приводит к повышению затрат электроэнергии на ее перекачку, расчетная скорость воды при номинальном ее расходе не должна превышать значений, обоснованных технико-экономическими расчетами (они находятся обычно в пределах от 1,8 до 2,0 м/с).

В условиях эксплуатации может быть целесообразным по экономическим соображениям снизить расход воды по сравнению с номинальным при низких ее температурах. Однако при этом скорость воды должна быть не менее 1,0-1,3 м/с (в зависимости от содержания в ней взвешенных примесей) во избежание быстрого заиления трубок, особенно при трубках из медноникелевых сплавов или нержавеющих сталей, более подверженных коррозии под отложениями.

Р.5.7 Пример 1. Требуется определить коэффициент теплопередачи, поверхность охлаждения, число и длину трубок конденсатора для следующих условий:

Номинальный расход отработавшего пара $d_к^{ном}$	175 кг/с
Давление пара в конденсаторе p_k	4,4 кПа
Номинальный расход охлаждающей воды G_o.	8825 кг/с
Температура охлаждающей воды на $t_{1в}$	15°С

входе в конденсатор

Скорость воды в трубках W	2 м/с
Диаметр трубок:	
Наружный d_H	28 мм
внутренний d_{BH}	26 мм
Разность энтальпий пара и конденсата Δh_K	2260 кДж/кг
Коэффициент чистоты a	$0,85 \times a_m$
Число ходов воды z	2

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-I.

Множитель $a_м$, учитывающий влияние на коэффициент теплопередачи материала трубок, в соответствии с Р.4.4 принят равным 0,95, тогда коэффициент чистоты a = 0,85×0,95=0,808.

Согласно указаниям разд.С.4 находим коэффициент теплопередачи.

По формулам (Р.4.3) и (Р.4.2):

$$x = 0,12 \times 0,808 \times (1 + 0,15 \times 15) \approx 0,315$$

$$\Phi_w = \left(\frac{1,1 \times 2.0}{\sqrt[4]{26}}\right)^{0,315} = 0,992$$

По формулам (Р.4.4) и (Р.4.4а), предварительно задавшись значением $d_к$ = 11,5 г/(м^2·с), находим: $в$ = 0,52-0,0072-11,5=0,437

$$\Phi_t = 1 - \frac{z-2}{1000} \times (35-15)^2 = 0,842$$

По формуле (Р.4.6)

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{15} \times \left(1 - \frac{15}{45}\right) = 1.$$

Так как расчет ведется для номинальной нагрузки конденсатора, принимаем $\Phi_\delta = I$.

Находим коэффициент теплопередачи по формуле (Р.4.1)

K=4070×0,85×0,95×0,992×0,842×1=2745 Вт/(м^2×к)

Температура отработавшего пара t_K при давлении $p_к$ = 4,4 кПа равна 30,64°С.

Кратность охлаждения по формуле (Р.3.10):

$$m = \frac{8825}{175} = 50,4 \ .$$

Нагрев охлаждающей воды по формуле (Р.3.11) составляет при $c_ж$ = 4,19 кДк/(кг.К):

$$\Delta t = \frac{2260}{4,19 \times 50,4} = 10,7 \ k$$

и, соответственно, температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{2в} = 15 + 10,7 = 25,7 \ \text{С} \ .$$

Средняя логарифмическая разность температур пара и охлаждающей воды по формуле (Р.2.4):

$$\delta t_{\text{ср.п}} = \frac{10,7}{2,3 \times lg\left(\frac{30,64-15}{30,64-25,7}\right)} = 9,29 \ k$$

Требуемая поверхность охлаждения конденсатора по формуле (Р.5.1):

$$F = \frac{175 \times 2260 \times 10^3}{2745 \times 9,26} = 15510 \ \text{м}^2$$

Число трубок в конденсаторе по формуле (Р.5.2) при $\rho_{ж}$ = 1000 кг/м^3:

$$N = \frac{1{,}273 \times 10^6 \times 8825 \times 2}{1000 \times 2 \times 26^2} = 16620$$

Длина трубок (активная) по формуле (Р.5.3).

$$l = \frac{15510 \times 10^3}{16620 \times 3{,}14 \times 28} = 10{,}6 \text{ м}$$

При заданном значении расхода конденсируемого пара и найденном значении поверхности охлаждения удельная паровая нагрузка оказывается равной 11,3 г/(м^2·с), что практически совпадает с первоначально принятым значением d_k, поэтому расчет можно не повторять.

Поскольку расчет поверхности охлаждения конденсатора, особенно односекционного, при всех заданных исходных параметрах прост и не трудоемок, для его выполнения достаточно применения логарифмической линейки или микрокалькулятора. В тех же случаях, когда требуется производить сравнительные расчеты для большого числа различных вариантов, например при выборе размеров (диаметра, длины) трубок, лучше удовлетворяющих условиям размещения конденсатора, или при оптимизации параметров конденсатора, расчеты могут выполняться для каждого из сопоставляемых вариантов на ЭВМ.

Р.5.8 Пример 2. Требуется определить поверхность охлаждения и число трубок одноходового двухсекционного конденсатора с секциями, расположенными каждая в одном из последовательно включенных по воде двух корпусов, для следующих условий:

Полный расход отработавшего пара на обе секции $D_к^{ном}$ 350 кг/с

Среднее давление пара для двух секций $p_к$ 4,4 кПа

Температура охлаждающей воды на входе в первую секцию $t_{1в}$ 15°С

Скорость воды в трубках w 1,9 м/с,

Диаметр трубок:

наружный $d_н$ 28 мм

внутренний $d_в$ 26 мм

Активная длина трубок в каждой секции l 11,5 м

Число ходов воды z 1

Количество тепла, отдаваемого 1 кг отработавшего пара Δh_k 2250 кДж/кг

Коэффициент чистоты a 0,85 $a_м$

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-I

Первая (по ходу воды)секция конденсатора.

Количество пара, поступающего в каждую секцию конденсатора:

$$D_k^{(I)} = D_k^{(II)} = \frac{D_к^{ном}}{2} = \frac{350}{2} = 175 \text{ кг/с}$$

После предварительных оценочных расчетов принимаем удельную паровую нагрузку конденсатора d_K = 11,05 г/(м^2·с).

При этом значении d_K поверхность охлаждения каждой секции конденсатора при одинаковом их выполнении находим по формуле (Р.3.6)

$$F^{(I)} = F^{(II)} = \frac{175 \times 10^3}{11{,}05} = 15840 \text{ м}^2$$

Поверхность охлаждения одной трубки по формуле (Р.3.1):

$$f = \pi \times 28 \times 11{,}5 \times 10^{-3} = 1{,}011 \text{ м}^2$$

Количество трубок в пучке каждой секции

$$N^{(I)} = N^{(II)} = \frac{F^{(I,II)}}{f} = \frac{15840}{1{,}011} = 15670 \text{ шт.}$$

При заданной скорости воды w = 1,9 м/с расход охлаждающей воды, проходящей через трубки каждой секции конденсатора, находится из соотношения (Р.3.13);

$$G_o = w \times \rho_{ж} \times 0{,}785 \times d^2_{вн} \times N = 1{,}9 \times 1000 \times 0{,}785 \times 10^{-6} \times 26^2 \times 15735 = 15800 \text{ кг/с}$$

Множитель $a_м$, учитывающий влияние материала трубок на коэффициент теплопередачи, согласно п.Р.4.4 принят равным 0,95. Тогда коэффициент чистоты a = 0,85·0,95 = 0,808. В соответствии с указаниями разд. Р.4 находим коэффициент теплопередачи в первой секции конденсатора.

По формулам (Р.4.3) и (Р.4.2):

$$X^{(I)} = 0{,}12 \times 0{,}808(1 + 0{,}15 \times 15) = 0{,}315;$$

$$\Phi_w^{(I)} = \left(\frac{1{,}1 \times 1{,}9}{\sqrt[4]{26}}\right)^{0{,}315} = 0{,}976$$

По формулам (Р.4.4) и (Р.4.4а) при d_K = *11,05 г/(м²·с)* находим:

$$\sigma^{(I)} = 0{,}52 - 0{,}0072 \times 11{,}05 = 0{,}440$$

$$\Phi_t^{(I)} = 1 - \frac{0{,}440 \times \sqrt{0{,}808}}{1000} \times (35 - 15)^2 = 0{,}846$$

Так как расчет ведется для номинальной паровой нагрузки, принимаем $\Phi_\delta^{(I)} = 1$

По формуле (Р.4.6):

$$\Phi_z^{(I)} = 1 + \frac{1 - 2}{15} \times \left(1 - \frac{15}{45}\right) = 0{,}956$$

Находим коэффициент теплопередачи в первой секции конденсатора по формуле (Р.4.1):

$$k^{(I)} = 4070 \times 0{,}85 \times 0{,}95 \times 0{,}976 \times 0{,}846 \times 0{,}956 \times 1{,}0 = 2580 \text{ Вт/(м}^2\times\text{к)}$$

Кратность охлаждения в каждой секции конденсатора по формуле (Р.3.10):

$$m = \frac{15800}{175} = 90{,}3$$

и соответствующий нагрев охлаждающей воды в каждой секции по формуле (Р.3.11) при $c_{ж}$ = *4,19 кДж/(кг·К)*:

$$\Delta t = \frac{2250}{4{,}19 \times 90{,}3} = 5{,}95 \text{ К}$$

Конечный температурный напор в первой секции конденсатора по формуле (Р.2.5) при

$$n^{(I)} = \frac{2580 \cdot 15840}{15800 \cdot 419 \cdot 10^3} = 0{,}617$$

составляет

$$\delta t^{(I)} = \frac{5.95}{e^{0 \cdot 617} - 1} = 6{,}97 \text{ К}$$

Температура насыщения отработавшего пара в первой секции конденсатора:

$$t_k^{(I)} = t_{1в} + \Delta t + \delta t = 15 + 5{,}95 + 6{,}97 = 27{,}9°\text{C}$$

а давление пара $P_K^{(I)}$ соответственно равно 3,76 кПа,

Вторая секция конденсатора

Температура охлаждающей воды на входе во вторую секцию равна температуре охлаждающей воды на выходе из первой секции, т.е.

$$t_{1в}^{(II)} = t_{1в} + \Delta t = 15 + 5{,}95 = 20{,}95°C$$

Находим коэффициент теплопередачи во второй секции конденсатора.

По формулам (Р.4.3) и (Р.4.2)

$$x^{(II)} = 0{,}12 \times 0{,}808 \times (1 + 0{,}15 + 20{,}95) = 0{,}402;$$

$$\Phi_w^{(II)} = \left(\frac{1{,}1 \times 1{,}9}{\sqrt[4]{26}}\right)^{0{,}402} = 0{,}970$$

По формулам (Р.4.4) и (Р.4.4а), принимая, как κ раньше, d_k = 11,05 г/(м^2·с), находим

$$в^{(II)} = 0{,}52 - 0{,}0072 \times 11{,}05 = 0{,}440\ ;$$

$$\Phi_t^{(II)} = 1 - \frac{0{,}440 \times \sqrt{0{,}808}}{1000} \times (35 - 20{,}95)^2 = 0{,}992$$

По формуле (Р.4.6):

$$\Phi_в^{(II)} = 1 + \frac{1-2}{15} \times \left(1 - \frac{20{,}95}{45}\right) = 0{,}964$$

$\Phi_в^{(II)}$ для второго корпуса конденсатора тоже равен 1.

При множителе $a_m = 0{,}95$ находим коэффициент теплопередачи;

$$k^{(II)} = 4070 \times 0{,}85 \times 0{,}95 \times 0{,}970 \times 0{,}922 \times 0{,}964 = 2830\ Вт/(м^2 \times К)$$

При секционировании конденсатора по давлению его секции (корпуса) обычно имеют одинаковые геометрические размеры, т.е. $F^{(I)}=F^{(II)}$,$l^{(I)}=l^{(I)}$ данном случае, как уже указывалось выше, $F^{(II)}$= 15840 м^2.

Конечный температурный напор во второй секции конденсатора по формуле (Р.2.5) при

$$n^{(II)} = \frac{2830 \cdot 15840}{15800 \cdot 4{,}19 \cdot 10^3} = 0{,}677$$

составляет

$$\delta t^{(II)} = \frac{5{,}95}{e^{0{,}677} - 1} = 6{,}14\ К.$$

Температура насыщения отработавшего пара во второй секции конденсатора составляет

$$t_K^{(II)} = t_{1в}^{(II)} + \Delta t + \delta t^{(II)} = 20{,}95 + 5{,}95 + 6{,}14 = 33{,}0°C$$

и, следовательно, давление пара $P_K^{(II)} = 5{,}04$ кПа

Среднее давление отработавшего пара в двух секциях:

$$P_{K.CP} = \frac{3{,}76 + 5{,}04}{2} = 4{,}4\ кПа.$$

При ступенчатой конденсация за расчетное принимается при одинаковой паровой нагрузке секций среднее арифметическое давление пара для i -й секций или при неравномерном распределении расхода отработавшего пара между секциями конденсатора - средневзвешенное. Полученное в рассмотренном примере среднее значение давления $p_{к.ср}$ достаточно близко совпадает с заданным и расчет можно не повторять. В противном случае расчет должен повторяться при измененных значениях одной или нескольких величин, принимаемых заранее при расчете $d_к$, G_0, l или др.

Поскольку при расчете секционированного конденсатора используется метод итераций, удобно его выполнять с использованием ЭВМ.

Р.6 Гидравлическое сопротивление конденсатора

Р.6.1 Гидравлическое сопротивление конденсатора H складывается из сопротивления трубок H_{TP} и сопротивления водяных камер H_K:

$$H=H_{TP}+H_K.$$

Величина H_{TP} зависит от внутреннего диаметра и длины трубок, их состояния (степени чистоты), числа ходов воды Б конденсаторе, ее температуры и скорости, величина $H_к$ - от числа ходов воды, конфигурации и размеров водяных камер, температуры и скорости течения воды.

Поскольку сопротивление водяных камер, включая сопротивление при входе воды из камер в трубки и выходе из них, составляет обычно относительно небольшую долю общего сопротивления конденсатора H, величину $H_к$ можно приближенно выразить в зависимости от скорости воды в трубках.

Р.6.2 При расчете конденсатора его гидравлическое сопротивление [кПа] рекомендуется определять по слетающей формуле:

$$H = 9{,}81 \times z \times \left(\frac{C_0 \times l}{a_c} \times w^{1{,}75} + 0{,}135 \times w^{1{,}6}\right), \qquad (Р.6.1)$$

где z - число ходов воды в конденсаторе;

l - длина трубок, м;

w - скорость воды, м/с;

a_c - коэффициент состояния (см. п.Р.4.4);

C_0 - множитель, зависящий от внутреннего диаметра трубок $d_{вн}$ и средней температуры охлаждающей воды $t_{в.ср.}$ (см. таблицу Р.1).

При определении H в метрах водяного столба постоянный множитель 9,81 в формуле (Р.6.1), а также в приведенной в п. Р.6.4 формуле (Р.6.2) должен быть исключен.

Р.6.3 Зависимость гидравлического сопротивления, отнесенного к одному ходу конденсатора H/z, от скорости воды и параметра $C = \frac{c_0 l}{a_c}$ приведена в приложении Р.3.

Этим графиком можно пользоваться при расчете вместо формулы (Р.6.1). Множитель C_0 при этом берется из таблице Р.1.

Р.6.4 Для секционированного конденсатора при расположении всех секций в одном корпусе используется формула (Р.6.1) при $z=1$. При размещении же каждой из секций двухсекционного одноходового конденсатора в отдельном корпусе и соединении двух аксиально расположенных корпусов с помощью промежуточной водяной камеры гидравлическое сопротивление определяется по формуле

$$H = 9{,}81 \times \left(\frac{1}{a_c} \times \left(C_0^{(I)} \times l^{(I)} + \cdots + C_0^{(i)} \times l^{(i)}\right) \times w^{1{,}75} + 0{,}09 \times i \times w^{1{,}5}\right), \qquad (Р.6.2)$$

где i - число секций; индексами «I» и «i» отмечены величины, относящиеся к первой и последней (i-й) секции.

При поперечном расположении корпусов двухсекционного конденсатора, соединенных один с другим по водянок стороне трубопроводами ("калачами"), последнее слагаемое в формуле (Р.6.2) принимается равным ($0{,}135 \times w^{1{,}5} + H_T$),

где H_T - падение давления в соединительных трубопроводах между секциями, подсчитанное обычным методом с учетом их реального выполнения (длины, размеров колен) и расчетной скорости воды.

Р.6.5 Пример 3. Требуется определить гидравлическое сопротивление конденсатора для следующих условий:

Внутренний диаметр трубок $d_{вн}$	26 мм
Длина трубок l	10,5 м
Число ходов воды z	2
Скорость воды w	2 м/с
Температура поступающей воды $t_{1в}$	15°С
Температура уходящей воды $t_{1в}$	25,7°С
Коэффициент состояния a_c	0,8.

Средняя температура охлаждающей воды:

$$t_{в.ср} = \frac{t_{1в}+t_{2в}}{2} = \frac{15+25,7}{2} = 20,35°С$$

Для этого значения $t_{в.ср}$ и заданного $d_{вн}$ = 26 мм находим в таблице Р.1 c_o = 0,051.

Таблица Р.1 - Значения множителя C_0 в формуле (Р.6.1)

Внутренний диаметр трубок $d_{вн}$, мм	Температура окружающей среды $t_{1в}$, °С							
	0	5	10	15	20	25	30	35
14	0,1170	0,1118	0,1084	0,1052	0,1013	0,0986	0,0960	0,0937
16	0,1081	0,1032	0,1002	0,0972	0,0937	0,0905	0,0888	0,0887
18	0,0933	0,0891	0,0865	0,0838	0,0808	0,0786	0,0786	0,0747
20	0,0812	0,0776	0,0753	0,0730	0,0704	0,0685	0,0667	0,0651
22	0,0720	0,0687	0,0667	0,0647	0,0624	0,0607	0,0592	0,0577
24	0,0646	0,0617	0,0599	0,0581	0,0560	0,0545	0,0531	0,05I8
26	0,0591	0,0564	0,0548	0,0531	0,0512	0,0498	0,0485	0,0474

По формуле (Р.6.1) находим гидравлическое сопротивление:

$$h = 9,81 \times 2 \times \left(\frac{0,051 \times 10,5}{0,8} \times 2^{1,75} + 0,135 \times 2^{1,5}\right) = 52 \text{ кПа},$$

или 5,3 м вод.ст.

Если воспользоваться для этой цели графиком приложения Р.3, то при скорости $w = 2$ м/с и значении параметра

$$c = \frac{0,051 \times 10,5}{0,8} = 0,670$$

найдем H/z = 26 кПа и соответственно H = 52 кПа.

Р.7 Количество и подача воздушных насосов

Р.7.1 Поскольку присосы воздуха в вакуумную систему турбоагрегата зависят от ее размеров и состояния, меняющихся в условиях эксплуатации, целесообразно устанавливать не менее двух основных воздушных насосов - рабочего и резервного.

Поддержание заданного давления в конденсаторе при расчетном режиме его работы и расчетном расходе воздуха, проникающего через неплотности в вакуумной системе, должно обеспечиваться при работе одного из воздушных насосов. Суммарная же подача устанавливаемых воздушных насосов должна обеспечивать бесперебойную работу турбоагрегата с номинальной нагрузкой при присосах воздуха, превышающих в определенных пределах расчетные, когда неплотности, вызвавшие повышенные присосы воздуха, не могут быть устранены без останова турбоагрегата.

Удовлетворяющая указанным требованиям подача основных воздушных насосов должна определяться с учетом особенностей эксплуатационных характеристик воздушных насосов разных типов при отсасывании ими смеси, содержащей кроме воздуха остаточный (несконденсировавшийся) пар.

В случае необходимости должны устанавливаться для ускорения создания вакуума при пуске турбоагрегата кроме основных также и специальные пусковые воздушные насосы.

Р.7.2 Подача основных воздушных насосов принимается согласно указаниям пп. Р.7.4 и Р.7.5, исходя из значения наибольших допустимых присосов воздуха $G_{вн}$ при нормальных условиях, определяемых по ПТЭ или подсчитываемых по формулам

$$G_{\text{вн}} = \frac{D_{\text{к}}^{\text{ном}}}{25+2}, \text{ при } D_{\text{к}}^{\text{ном}} \geq 14 \text{ кг/с} \qquad (\text{Р.7.1})$$

и

$$G_{\text{вн}} = \frac{D_{\text{к}}^{\text{ном}}}{12{,}5+1{,}4}, \text{ при } D_{\text{к}}^{\text{ном}} < 14 \text{ кг/с} \qquad (\text{Р.7.2})$$

где $D_{\text{к}}^{\text{ном}}$ приводится в кг/с и $G_{\text{вн}}$ - в *г/с*

Для многокорпусного конденсатора величина $D_{\text{к}}^{\text{ном}}$- суммарный расход отработавшего пара, поступающего при расчетном режиме во все корпуса, обслуживаемые общей группой воздушных насосов.

Значения $G_{вн}$ по ПТЭ или формулам (Р.7.1) и (Р.7.2) относятся к турбоагрегатам энергоблоков, работающих на органическом топливе.

Р.7.3 Для выбора типоразмера или выдачи задания на проектирование воздушных насосов необходимо определить кроме $G_{вн}$ такие давление и температуру паровоздушной смеси, отсасываемой ими при расчетном режиме работы установки.

Поскольку определение параметров удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси расчетным путем наталкивается на значительные трудности, при определении номинальных условий работы воздушного насоса (но не для других целей) можно воспользоваться следующими приближенными соотношениями:

- расчетное давление (кПа) на стороне всасывания насоса:

$$p_{н.р}=0{,}92 \qquad (\text{Р.7.3})$$

- расчетная температура (°С) отсасываемой паровоздушной смеси (при пароструйном эжекторе):

$$t_{см.р}=0{,}7\times t_k+0{,}3\times t_{1в}, \qquad (\text{Р.7.4})$$

где p_k, t_k - расчетные давление и температура отработавшего пара, поступающего в конденсатор, кПа и °С;

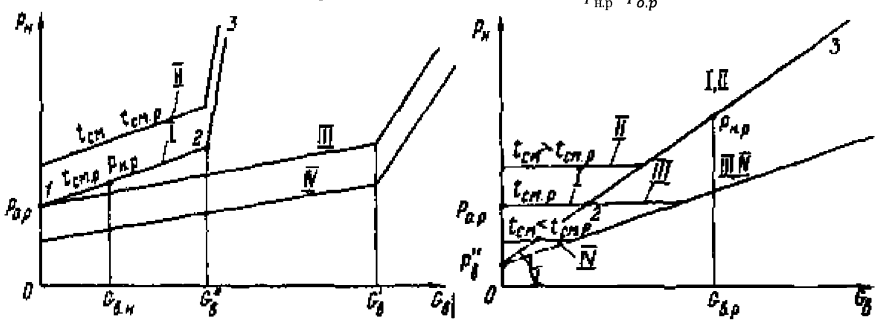
$t_{1в}$ - расчетная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С.

Для секционированного конденсатора с каскадным перепуском удаляемой паровоздушной смеси в сторону секции, находящейся на стороне входа охлаждающей воды, в уравнениях (Р.7.3) и (Р.7.4) принимаются значения p_K и t_K, отвечающие указанной секции.

Р.7.4 Для пароструйного эжектора значение температуры $t_{см.р}$ определяет давление на стороне всасывания $P^{II}_{о.р}$ при $G_в$=0 (в точке *1* характеристики рисунка Р.3а), равное давлению насыщения водяного пара при этой температуре.

Требуемая объемная производительность пароструйного эжектора, представляющая собой объемный расход отсасываемой паровоздушной смеси, сохраняющийся практически постоянным в пределах рабочего участка характеристики 1-2 независимо от $t_{см}$ (см. рисунок Р.3 *а)*), должна составлять

$$V_{н.р} = 2{,}87 \times 10^{-4} \times G_{вн} \times \frac{t_{см.р}+273}{P_{н.р}-P^{II}_{о.р}} \text{ (м/с)} \qquad \text{(Р.7.5)}$$



а) *б)*

I - характеристика одного эжектора при расчетном режиме; II - то же при температуре смеси, превышающей расчетную; III - совмещенная характеристика двух эжекторов при расчетной температуре смеси; IV - то же при температуре смеси ниже расчетной; V - сухой воздух.

Рисунок Р.3 - Характеристики пароструйного (*а*) и водоструйного (*б*) эжекторов:

Характеристика $P_н - G_в$ пароструйного эжектора тлеет перегрузочный участок, при переходе на который давление на стороне всасывания резко возрастает, вследствие чего работа его с перегрузкой недопустима, кассовая производительность эжектора, при превышен ш которой он переходит на перегрузочную ветвь его характеристики (участок 2-3 на рисунок Р.3,а),должна быть не менее

$$G^*_в = n \times G_{вн} ,$$

где n - коэффициент запаса, принимают в пределах от 2 до 3.

Установка нескольких, как правило двух, пароструйных эжекторов указанной производительности позволяет при включении всей их группы на параллельную работу предотвратить их перегрузку при росте присосов воздуха до $G^1_в = a \times G^*_в$, где a – число основных эжекторов (см. совмещенную характеристику III, рисунок Р.3,а).

Р.7.5 Водоструйный эжектор также имеет характеристику $P_н - G_в$, состоящую при данной температуре $t_{см}$ из двух ветвей (см. участки 1-2 и 2-3 на рисунке Р.3,б), но с той разницей, что практически постоянная объемная производитель-

ность эжектора соответствует второму участку, вследствие чего он протекает значительно положе перегрузочного участка характеристики пароструйного эжектора и рабочая точка, отвечающая заданными $G_{в.н}$ и $P_{н.р}$, может находиться на этом участке.

Требуемая объемная производительность каждого основного водоструйного эжектора, отвечающая его характеристике при отсасывании сухого воздуха и расчетному расходу воздуха должна составлять $G_{\text{в.р}} = n \times G_{\text{в.н}}$,

$$V_{\text{н.в}} = 2{,}87 \times 10^{-4} \times G_{\text{в.р}} \times \frac{t_{\text{р}}+273}{P_{\text{н.р}}-P_{\text{в}}^{II}},\ \text{м}^3/\text{с} \qquad \text{(Р.7.7)}$$

где $P_{\text{в}}^{\text{н}}$ - давление насыщения водяного пара при расчетной температуре рабочей воды $t_р$ кПа;

n - коэффициент запаса от 2 до 3.

Р.7.6 Двухступенчатые водокольцевые насосные агрегаты имеют при отсасывании паровоздушной смеси сначала быстро возрастающую с увеличением $G_в$ объемную производительность $V_н$, затем рост $V_н$ замедляется и объемная производительность стремится к постоянному значению. Соответственно характеристика $P_{\text{н}} - G_{\text{в}}$ водокольцевого агрегата не имеет круто возрастающего перегрузочного участка, и при выборе насоса рабочая точка может располагаться на любом участке этой характеристики.

Указания по выбору водокольцевых воздушных насосов смогут быть конкретизированы после организации отечественного производства таких насосов для конденсационных установок паровых турбин и получения их опытных эксплуатационных характеристик.

Р.7.7 Пример 4. Найти требуемую производительность двух пароструйных эжекторов, предназначенных для удаления воздуха из конденсатора, рассчитанного в примере 1 (п.Р.5.7). Оба эжектора должны быть однотипными с одинаковой объемной и массовой производительностью.

Заданные условия:

Номинальный расход отработавшего пара .$D_{\text{к}}^{\text{ном}}$.	175кг/с
Давление в конденсаторе $P_к$	4,4 кПа
Температура отработавшего пара $t_к$	30,7°С
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$	15°С

Расчетный присос воздуха в вакуумную систему по формуле (Р.7.1):

$$G_{\text{вн}} = \frac{175}{25+2} = 9\ г/с\ (32\ \text{кг/ч})$$

Расчетные параметры отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси по формулам (Р.7.3) и (Р.7.4): $P_{н.р}$ = 4,05 кПа;

$t_{см.р}$= 26,0°С. Из таблиц для насыщенного водяного пара (приложение Р.3) находим для полученного значения $t_{см.р}$ давление $P_{ор}^{II}$ =3,36 кПа.

Подставляя найденные значения в формулу (Р.7.5), получаем требуемую объемную производительность каждого эжектора

$$V_{\text{н}} = 2{,}87 \times 10^{-4} \times 9 \times \frac{26+273}{4{,}05-3{,}36} = 1{,}12\ м^3/с$$

Р.7.8 Пример 5. Найти требуемую производительность каждого из двух водоструйных эжекторов для условий примера 4. Заданная температура рабочей воды $t_р$ = 15°С.

Из таблиц для насыщенного водяного пара (см. приложение Р.3) находим для заданной температуры $t_р$ давление $P_в^{II}$ = 1,7 кПа.

Расчетный расход воздуха для водоструйного эжектора согласно п. Р.7.5 составит при $n=3\times G_{вр}=n\times G_{вн}$ = 3×9 = 27 г/с,

где $G_{вн}$ = 9 г/с (см. п.Р.7.7, пример 4).

Требуемая объемная производительность каждого эжектора при отсасывании сухого воздуха по формуле (Р.7.7):

$$V_{н.в} = 2{,}87 \times 10^{-4} \times 27 \times \frac{15+273}{4{,}05-1{,}7} = 0{,}95\ м^3/с$$

Р.8 Формуляр теплового расчета конденсатора

Результаты теплового расчета конденсатора удобно заносить в таблицу, особенно, если расчеты производятся для нескольких вариантов или выполняется расчет конденсатора, в котором отдельные корпуса (секции) соединены по охлаждающей воде последовательно (ступенчатая конденсация). Пример расчетного формуляра приводится ниже. Содержащиеся в нем числовые значения взяты из рассматриваемого выше примера 1 (п. Р.5.7), поэтому дополнительные разъяснения по их определению не даются.

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Источник или метод определения	Вариант	
				1	2
Расход отработавшего пара главной турбины	$D_к$	кг/с	Из теплового расчета турбины	175	
То же, вспомогательных механизмов	$\Sigma D_{всп}$	кг/с	По заданию	нет	
Расчетная паровая нагрузка конденсатора	$D_к^{ном}$	кг/с	$D_к^{ном} = D_2 + \Sigma D_{всп}$	175	
Давление в конденсаторе	$P_к$	кПа	По заданию	4,4	
Энтальпия отработавшего пара	h_2	кДж/кг	Из теплового расчета турбины (по указаниям Р.5.1 и Р.5.2)	2388,5	
Температура отработавшего пара	$t_к$	°С	По приложению Р.3	30,7	
Энтальпия конденсата	$h_к$	кДж/кг	По температуре и таблицам для водяного пара	128,5	
Количество тепла отдаваемого паром	$\Delta h_к$	кДж/кг	$\Delta h_к = h_2 - h_к$ или по указаниям Р.5.2	2260	
Тепловая нагрузка конденсатора	Q	кВт	По указанию п Р.3.10	395500	
Расход охлаждающей воды	G_0	кг/с	По заданию	8825	
Кратность охлаждения	m	раз	$m = G_0/D_к$	50,5	
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	$t_{1в}$	°С	По заданию	15	
Скорость воды в трубках	w	м/с	По заданию	2	
Материал трубок	-	-	По заданию	Медноникеле-	

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Источник или метод определения	Вариант	
				1	2
				вый сплав МНЖ5-1	
Диаметр трубок (наружный/внутренний)	$d_н/d_{вн}$	мм	По заданию	28/26	
Число ходов воды	z	-	По заданию	2	
Коэффициент чистоты	a	-	По заданию (см. п Р.4.4)	0,808	
Удельная паровая нагрузка	$d_к$	г/(м^2×с)	Задается предварительно	11,5	
Вспомогательные величины	x	-	По формуле (Р.4.3)	0,315	
	$Ф_w$	-	По формуле (Р.4.2)	0,992	
	$Ф_t$	-	По формуле (Р.4.4)	0,842	
	$Ф_z$	-	По формуле (Р.4.6)	1	
	$Ф_δ$	-	По формуле (Р.4.2)	1	
Коэффициент теплопередачи	K	Вт/(м^2×К)	По формуле (Р.4.1) или по рисункам приложения Р.1	2745	
Нагрев охлаждающей воды	Δt	К	По формуле (Р.3.11)	10,7	
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	$t_{2в}$	°С	$t_{2в} = t_{1в} + \Delta t$	25,7	
Средняя разность температур	$\Delta t_{ср.л}$	К	По формуле (Р.2.4)	9,29	
Площадь поверхности охлаждения	F	м^2	По формуле (Р.5.1)	15510	
Число трубок	N	-	По формуле (Р.5.2)	16620	
Длина трубок	l	м	По формуле (Р.5.3)	10,6	
Температурный напор (конечный)*	$δt$	К	По формуле (Р.2.5)	5,02	
Температура отработавшего пара	$t_к$	°С	По формуле (Р.2.1)	30,7	
Множитель в формуле гидравлического сопротивления	C_0	-	По таблице Р.1	0,0511	
Гидравлическое сопротивление конденсатора	H	кПа	По формуле (Р.6.1) или по приложению Р.3	52	
Расчетный присос воздуха	$G_{вн}$	г/с	По формуле (Р.7.1) и (Р.7.2)	9	
Коэффициент запаса для воздушного насоса	n	-	По заданию	3	
Число пароструйных эжекторов*		-	По заданию	2	
Расчетное давление на стороне всасывания пароструйного эжектора*	$P_{н.р}$	кПа	По формуле (Р.7.3)	4,05	
Расчетная температура паровоздушной смеси*	$t_{см.р}$	°С	По формуле (Р.7.4)	26	
Давление насыщенного пара при температуре $t_{см.р}$*	$P^{II}_{ср}$	кПа	По таблицам для водяного пара (приложение Р.3)	3,36	

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Источник или метод определения	Вариант	
				1	2
Требуемая объемная производительность каждого пароструйного эжектора*	$V_{н.п}$	м^3/с	По формуле (Р.7.5)		
Примечание - ** Если при известном значении F необходимо найти давление отработавшего пара, то целесообразно использовать строки 27-28					
Число водоструйных эжекторов*	P	-	По заданию	2	
Расчетный расход воздуха для каждого водоструйного эжектора*	$G_{в.р}$	г/с	По Р.7.5	27	
Температура рабочей воды*	$t_р$	°С	По заданию	15	
Давление насыщенного пара при температуре рабочей воды*	$P_в^{II}$	кПа	По таблицам для водяного пара (приложение Р.3)	1,7	
Расчетное давление на стороне всасывания водоструйного эжектора*	$P_{н.р}$	кПа	По формуле (Р.7.3)	4,05	
Требуемая объемная производительность каждого водоструйного эжектора*	$V_{н.в}$	м^3/с	По формуле (Р.7.7)	0,95	
Примечание - * Строки 38-43 вместо строк 33-37 при установке водоструйных эжекторов					

Р.9 Построение эксплуатационных характеристик конденсатора

Р.9.1 Основной эксплуатационной характеристикой конденсатора является зависимость давления в конденсаторе $P_к$ от паровой нагрузки $D_к$ (или $d_к$) и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ при данном ее расходе G_0. Для контроля работы конденсатора в условиях эксплуатации удобно пользоваться и другой его характеристикой - зависимостью температурного напора δt от $D_н$ и $t_{1в}$ при данном G_0. Та и другая зависимости (характеристики) строятся по опытным или расчетным данным для различных расходов охлаждающей воды.

Р.9.2 При построении эксплуатационных характеристик конденсатора расчетным путем давление пара $P_к$ находится по его температуре, определяемой по формуле (Р.2.1):

$$t_к = t_{1в} + \Delta t + \delta t$$

При этом нагрев воды Δt (см. п. Р.2.2 и Р.3.16) подсчитывается по формуле (Р.2.2) или (Р.3.11):

$$\Delta t = \frac{\Delta h_к}{C_ж \times m},$$

конечный температурный напор - по формуле (Р.2.5):

$$\delta t = \frac{\Delta t}{e^n - 1},$$

где $n = \frac{к \times F}{C_ж \times G_0 \times 10^3}$;

$c_ж$ =4,19 кДж/(кг·К);

e - математическая константа (основание натурального логарифма, трансцендентное число) равная 2,718….

Р.9.3 Расчет для каждого из заданных расходов охлаждающей воды начинается с определения температурного напора $\delta t^{ном}$ при номинальном расходе отработавшего пара $D_к^{ном}$ и разных температурах охлаждающей воды. При этом коэффициент теплопередачи определяется согласно указаниям разд. Р.4.

При понижении паровой нагрузки конденсатора $D_к$ до некоторого значения $D_к^{гр}$ и других неизменных условиях (данной температуре охлаждающей воды на входе и данном ее расходе) температурный напор изменяется прямо пропорционально нагрузке и составляет:

$$\delta t = \delta t^{\text{ном}} \times \frac{D_{\text{к}}}{D_{\text{к}}^{\text{ном}}} \qquad (Р.9.1)$$

Величина $D_к^{гр}$ зависит от температуры охлаждающей воды и воздушной плотности вакуумной системы и может быть приближенно определена по формуле

$$D_{\text{к}}^{\text{гр}} = s \times D_{\text{к}}^{\text{ном}} \qquad (Р.9.2)$$

где при

$t_{1в}$ °С	0	5	10	15	20	25	30	35
s	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45

При $D_к<D_к^{гр}$ температурный напор обычно выше, чем это следует из формулы (Р.9.1), вследствие влияния, главным образом, возрастающих при частичных нагрузках части низкого давления турбины присосов воздуха в вакуумную систему. Для области паровых нагрузок конденсатора $D_{к<}$ $D_к^{гр}$ следует определить δt по формуле

$$\delta t = \frac{\delta t^{\text{ном}}}{j} \times \left[s + \frac{D_{\text{к}}}{D_{\text{к}}^{\text{ном}}} \times (j-1) \right] \qquad (Р.9.3)$$

j - зависит от изменения воздушной плотности системы с изменением $D_к$. и может обычно приниматься равной 2.

Поэтому для области $D_к<D_к^{гр}$ при $j=2$:

$$\delta t = \frac{\delta t^{\text{ном}}}{2} \times \left(s + \frac{D_{\text{к}}}{D_{\text{к}}^{\text{ном}}} \right)$$

Р.9.4 В соответствии с указаниями п. Р.9.3 по формулам (Р.9.1) и (Р.9.4) подсчитываются значения температурного напора δt для различных значений расхода охлаждающей воды, ее температуры на входе и паровой нагрузки конденсатора. Результаты подсчетов Удобно свести в таблицу, по которой строится график температурных напоров.

Р.9.5 С целью определения давлений в конденсаторе для каждой температуры воды $t_{1в}$ (и данного ее расхода $G_в$) на графике температурных напоров находятся через определенные интервалы паровой нагрузки $D_к$ значения δt и по формуле (Р.2.2) подсчитываются соответствующие значения Δt (с учетом изменения кратности охлаждения $m=G_0/D_к$в зависимости от паровой нагрузки при неизменном расходе охлаждающей воды). Значения $\Delta h_к$ определяются при этом согласно указаниям п. Р.5.2.

Затем подсчитываются по формуле (Р.2.1) значения $t_к$ и по таблицам водяного пара (приложение Р.4) находятся значения $P_к$.

Полученные данные также сводятся в таблицу, по которой строится график давлений в конденсаторе. Ниже даются примеры построения эксплуатационных характеристик конденсатора расчетным путем.

Расчеты эксплуатационных характеристик могут также выполняться на ЭВМ.

Р.9.6 Пример 6. Построить эксплуатационные характеристики односекционного конденсатора для условий примера 1 (п. Р.5.7):

Номинальный расход отработавшего пара $D_к^{ном}$ - 175 кг/с
Номинальный расход охлаждающей воды G_0 - 8825 кг/с
Скорость воды в трубках w - 2 м/с
Количество тепла, отдаваемого 1 кг пара $\Delta h_к$ - 2260кДж/кг
Поверхность охлаждения конденсатора F - 15510 м^2
Число трубок в конденсаторе N - 16620
Внутренний диаметр трубок $d_{вн}$ - 26 мм
Число ходов воды в конденсаторе Z – 2
Коэффициент чистоты a - 0,85$a_м$;
Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-1

для расхода охлаждающей воды G_0 = 8825 кг/с, находим значение:

$$B = \frac{1{,}1 \times w}{\sqrt[4]{d_{вн}}} = \frac{1{,}1 \times 2{,}0}{\sqrt[4]{26}} = 0{,}974$$

По заданию расчетная кратность охлаждения (при номинальных расходах пара и охлаждающей воды) составляет:

$$m = \frac{8825}{175} = 50{,}4$$

и соответствующий нагрев охлаждающей воды:

$$\Delta t = \frac{2260}{4{,}19 \times 50{,}4} = 10{,}7 \text{ К}$$

Сначала определим при номинальных расходах пара и охлаждающей воды значения температурного напора $\delta t^{ном}$ для разных температур воды $t_{1в}$ от 0 до 45°С.

Так, например, найдем в соответствии с указаниями разд.Р.4 коэффициент теплопередачи для $t_{1в}$ = 0°С.

По формулам (Р.4.3) и (Р.4.2):

$$X = 0{,}12 \times 0{,}808 \times (1 + 0{,}15 \times 0) = 0{,}097$$
$$Ф_w = 0{,}974^{0{,}097} = 0{,}997$$

При номинальной удельной паровой нагрузке:

$$d_к = \frac{175}{15510} = 11{,}3 \times 10^{-3} \text{ кг/(м}^2\times\text{с)} = 11{,}3 \text{ г/(м}^2\times\text{с)}$$

по формуле (Р.4.4а) находим:

$$в = 0{,}52 - 0{,}0072 \cdot 11{,}3 = 0{,}439$$

и по формуле (Р.4.4)

$$Ф_t = 1 - \frac{0{,}439 \times \sqrt{0{,}808}}{1000} \times (35 - 0)^2 = 0{,}517$$

Коэффициенты $Ф_z$ к $Ф_б$ равны единице. Множитель $a_м$ - принят равным 0,95 в соответствии с п. Р.4.4.

Находим коэффициент чистоты:

a =0,85×$a_м$ =0,55×0,95=0,808 и коэффициент теплопередачи $к$ по формуле (С.4.1):

$к$=4070×0,85×0,95×0,997×0,517×1×1=1695 *Вт/(м^2·К)*.

При подсчитанном значении K и заданных значениях F и G_0 получаем по формуле (Р.2.5):

$$n = \frac{1695 \times 15510}{4{,}19 \times 8825 \times 10^3} = 0{,}711$$

и

$$e^n = e^{0{,}711} = 2{,}04$$

Искомый температурный напор составляет по формуле (Р.2.5):

$$\delta t^{\text{ном}} = \frac{10{,}7}{2{,}04-1} = 10{,}3 \text{ К}$$

Аналогичные подсчеты производятся для других температур охлаждающей воды на входе с интервалом, например, 5°С. Результаты расчетов сведены в таблице Р.2. Далее по формуле (Р.4.8) определяются значения граничного расхода пара $D_к^{гр}$, также приведенные в таблице Р.2.

Значения температурного напора δt при разных расходах пара в конденсатор от $D_к$ = 25 кг/с до $D_к^{ном}$ = 175 кг/с подсчитываем с помощью формул (Р.9.1) и (Р.9.4).

Например, при $t_{1в}$ =10°С S = 0,7 и по формуле (Р.4.8) находим

$$D_{\text{к}}^{\text{гр}} = 0{,}7 \times 175 = 122{,}5 \text{ кг/с}$$

Таблица Р.2 - Определение $\delta t^{ном}$ и $D_k^{гр}$ при разных значениях t_{1B} ($\Delta t = 10.7K, G^{ном} = 8825$ кг/с, $D_k^{ном}$=175 кг/с, к примеру 6)

Величина	Единица измерения	Источник или метод определения	Значения									
Температура охлаждающей воды t_{1B}	^{0}C	По заданию	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Величина X	—	Формулы (Р.4.3 и Р.4.3а)	0,097	0,17	0,242	0,315	0,388	0,461	0,533	0,606	0,679	0,751
Множитель Φ_w	—	Формула (Р.4.2)	0,997	0,996	0,994	0,992	0,990	0,988	0,987	0,987	0,987	0,987
Величина $в$	—	Формула (Р.4.4а)	0,439									
Множитель Φ_t	—	Формула (Р.4.5)	0,517	0,645	0,753	0,842	0,911	0,961	0,990	1,0	1,01	1,02
Коэффициент теплопередачи К	Вт/(м^2.К)	Формула (Р.4.1)	1695	2110	2460	2745	2965	3120	3215	3245	3280	3310
Величина П	—	Формула (Р.2.5)	0,711	0,885	1,03	1,15	1,24	1,31	1,35	1,36	1,37	1,39
Величина e^n	—	Приложение 4	2,04	2,42	2,80	3,16	3,47	3,71	3,86	3,90	3,96	4,00
Температурный напор $\delta t^{ном}$	К	Формула (Р.2.5)	10,3	7,51	5,92	4,94	4,33	3,95	3,75	3,68	3,62	3,55
Величина S		Формула (Р.4.8)	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4	0,35
Граничный расход пара $D_k^{гр}$	кг/с	Формула (Р.4.8)	140	131,3	122,5	113,8	105	96,3	87,5	78,8	70	61,2

При номинальном расходе пара $D_к^{ном}$ = 175 кг/с (и при заданном расходе охлаждающей воды) согласно таблице Р.2 $\delta t^{ном}$=*5,92 К*.

При расходах пара в конденсатор$D_к > D_к^{гр}$ находим δt по формуле (Р.9.1).

Например, при $t_{1в}$ = 10°С и $D_к$ = 150 кг/с

$$\delta t = 5{,}92 \times \frac{150}{175} = 5{,}07 \text{ К}$$

При расходах пара в конденсатор $D_к < D_к^{гр}$ находим δt по формуле (Р.9.4). Например, при $t_{1в}$=*10°С* и $D_к$=*150 кг/с*

$$\delta t = \frac{5{,}92}{2} \times \left(0{,}7 + \frac{50}{175}\right) \approx 2{,}92 \text{ К}$$

Подсчитанные таким путем значения δt для разных температур охлаждающей воды и расходов пара приведены в таблице Р.3. Пользуясь этой таблицей, строим для данного расхода охлаждающей воды график зависимости температурных напоров от $t_{1в}$ и $D_к$, приведенный на рисунке Р.4.

При построении зависимости давления в конденсаторе $P_к$ от $D_к$ и $t_{1в}$ следует учесть, что при постоянном расходе охлаждающей воды G_0 изменению расхода пара $D_к$ отвечает изменение кратности охлаждения m, а следовательно, и нагрева воды Δt. Примем, что количество тепла $\Delta h_к$, отдаваемого каждым килограммом пара, остается при всех расходах отработавшего пара неизменным и равным 2260 кДж/кг (при наличии соответствующих проектных или опытных данных можно уточнить расчет, учитывая изменение $\Delta h_к$ в зависимости от режима работы турбины). Пользуясь формулой (Р.3.11), найдем для каждого расхода пара значения Δt, которые приведены в таблице Р.4. Располагая величинами Δt и δt (таблица Р.3), можно подсчитать для каждой пары значений $t_{1в}$ и $D_к$ соответствующие значения температуры отработавшего пара $t_к$ и его давления $P_к$

Например, при $D_к$ = 150 кг/с и $t_{1в}$ = 10°С найдем Δt = 9,17К и δt = 5,07К.

По формуле (Р.2.1) находим:

$$t_к = 10 + 9{,}17 + 5{,}07 = 24{,}2°С$$

и по таблицам для насыщенного водяного пара (приложение Р.5) определяем: $P_к$=*3,06 кПа*

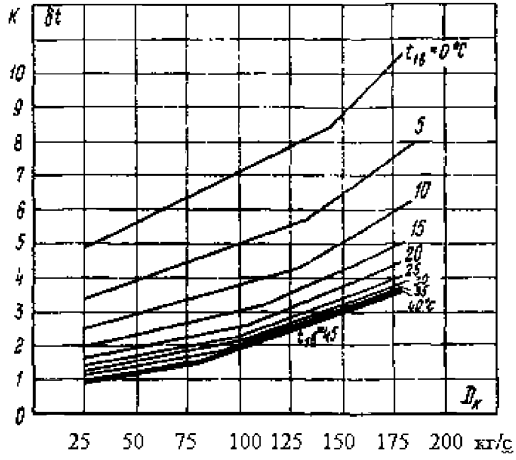


Рисунок Р.4 - Температурный напор в конденсаторе (к примеру 6)

Найденный таким образом значения P_k для разных значений $t_{1в}$ и $D_к$ и G_o =

8825 кг/с приведены в таблице Р.4. На основе этой таблицы строим характеристику конденсатора, показанную на рисунке Р.5

Аналогичным путем могут быть построены график температурных напоров $\delta t=f(D_k, t_{1в})$ и зависимость $P_к=f(D_к, t_{1в})$ для других расходов охлаждающей воды.

Описанные выше расчетные операции для построения характеристики конденсатора целесообразно выполнять с помощью ЭВМ.

Р.9.7 Особенность расчета характеристики конденсатора, в котором осуществляется ступенчатая конденсация, состоит в том, что сначала строится характеристика для первого по ходу охлаждающей воды корпуса или секции) конденсатора по методу, описанному в Р.9 (пример 6, п.Р.9.6).

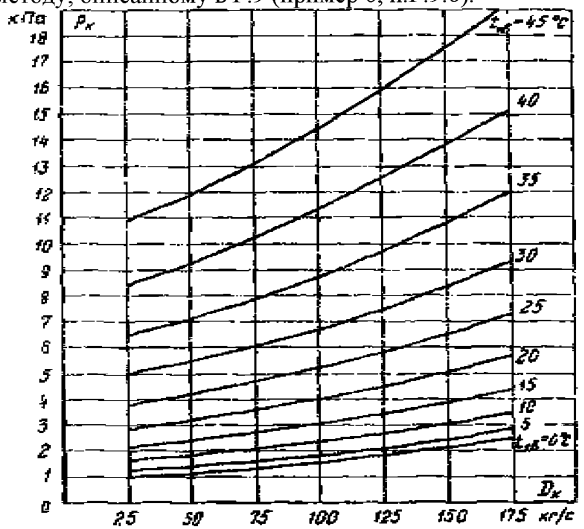


Рисунок Р.5 - Давление в конденсаторе (к примеру 6)

Обычно секции (корпусы), последовательно включенные по охлаждающей воде, как уже отмечалось, не отличаются одна от другой по размеру поверхности охлаждения и конструктивному выполнению. Поэтому характеристики $P_к^{(i)} = f\left(D_к^{(i)}, t_{1в}^{(i)}, G_0\right)$ всех секций одинаковы, причем для них, как правило, одинаковы расход охлаждающей воды G_o и паровая нагрузка $D_к^{(i)} = \frac{D_к}{i}$, где i - число ступеней конденсации. Но заданному режиму работы конденсатора соответствуют различные температуры воды $t_{1в}^{(i)}$, поступающей в отдельные секции. В первую секцию поступает охлаждающая воды с температурой $t_{1в}$, во вторую - $t_{1в}^{(II)} = t_{1в} + \Delta t^{(I)}$ и т.д.

При контроле работы секционированного конденсатора в условиях эксплуатации удобнее, однако, пользоваться характеристиками, показывающими давления $P_к^{(i)}$ или $\delta t^{(i)}$ во всех секциях в зависимости от начальной температуры охлаждающей воды $t_{1в}$,

Таблица Р.3 – Определение δt при разных значениях $D_к$ и $t_{1в}$

($G_0^{ном}$=8825 кг/с; к примеру 6)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход отработавшего пара $D_к$		кг/с	25	50	75	100	125	150	175
Относительный расход пара $D_к/D_к^{ном}$		-	0,143	0,286	0,429	0,571	0,714	0,857	1,000
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$, °С:		-	0,943	1,080	1,230	1,370	1,510	-	-
0	$S+ D_к/D_к^{ном}$								
	δt	К	4,870	5,600	6,340	7,080	7,820	8,850	10,30
5	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,893	1,040	1,180	1,320	1,460	-	-
	δt	К	3,35	3,890	4,43	4,960	5,500	5,440	7,510
10	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,843	0,986	1,130	1,270	-	-	-
	δt	К	2,490	2,920	3,340	3,760	4,230	5,070	5,920
15	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,793	0,936	1,080	1,220	-	-	-
	δt	К	1,96	2,31	2,66	3,020	3,530	4,240	4,940
20	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,743	0,886	1,030	1,170	-	-	-
	δt	К	1,610	1,920	2,230	2,540	3,090	3,710	4,330
25	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,693	0,836	0,979	-	-	-	-
	δt	К	1,370	1,650	1,940	2,250	2,830	3,390	3,960
30	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,643	0,786	0,929	-	-	-	-
	δt	К	1,37	1,650	1,940	2,260	2,830	3,390	3,960
35	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,593	0,736	0,879	-	-	-	-
	δt	К	1,090	1,360	1,620	2,110	2,630	3,160	3,680
40	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,543	0,686	-	-	-	-	-
	δt	К	0,980	1,240	1,550	2,070	2,560	3,100	3,620
45	$S+ D_к/D_к^{ном}$	-	0,493	0,636	-	-	-	-	-
	δt	К	0,870	1,130	1,520	2,030	2,540	3,050	3,550

Таблица Р.4 - Определение $P_к$ при разных значениях $D_К$ и $t_{1в}$ ($G_0^{ном}$=8825 кг/с; к примеру 6)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход пара $D_к$		кг/с	25	50	75	100	125	150	175
Кратность охлаждения		-	353,00	176,50	117,70	88,25	70,60	58,80	50,40
Перепад температур Δt		К	1,530	3,060	4,580	6,110	7,640	9,170	10,700
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$, °С:		К	4,870	5,600	6,340	7,080	7,820	8,850	10,300
0	δt								
	$t_к$	°С	6,40	8,66	10,90	13,20	15,50	18,00	21,00
	$P_к$	кПа	0,958	1,120	1,300	1,520	1,750	2,060	2,490
5	δt	К	3,350	3,890	4,430	4,960	5,500	6,440	7,510

Величина		Единица измерения	Значение						
	$t_к$	°С	9,88	11,00	14,00	16,10	18,10	20,60	23,20
	$P_к$	кПа	1,22	1,40	1,60	1,83	2,07	2,43	2,84
10	δt	К	2,490	2,910	3,330	3,760	4,220	5,070	5,920
	$t_к$	°С	14,00	16,00	17,90	19,9	21,9	24,20	26,60
	$P_к$	кПа	1,60	1,82	2,05	2,31	2,62	3,06	3,48
15	δt	К	1,960	2,310	2,670	3,020	3,520	4,230	4,94
	$t_к$	°С	18,50	20,400	22,200	24,100	26,200	28,400	30,600
	$P_к$	кПа	2,08	2,40	2,68	3,00	3,39	3,87	4,40
20	δt	К	1,600	1,910	2,220	2,540	3,090	3,71	4,33
	$t_к$	°С	23,10	25,00	26,80	28,60	30,70	32,900	35,00
	$P_к$	кПа	2,83	3,16	3,52	3,92	4,42	5,00	5,63
25	δt	К	1,370	1,650	1,940	2,260	2,830	3,390	3,960
	$t_к$	°С	27,90	29,70	31,50	33,40	35,50	37,60	39,70
	$P_к$	кПа	3,76	4,17	4,63	5,14	5,77	6,47	7,24
30	δt	К	1,210	1,470	1,740	2,140	2,680	3,220	3,750
	$t_к$	°С	32,70	34,50	36,30	38,20	40,30	42,40	44,4
	$P_к$	кПа	4,96	5,48	6,05	6,71	7,50	8,37	9,32
35	δt	К	1,090	1,350	1,620	2,110	2,630	3,160	3,680
	$t_к$	°С	37,60	39,40	41,20	43,20	45,30	47,30	49,40
	$P_к$	кПа	6,48	7,15	7,87	8,74	9,72	10,80	12,00
40	δt	К	0,982	1,240	1,550	2,070	2,580	3,100	3,680
	$t_к$	°С	42,50	44,30	46,10	48,20	50,20	52,30	54,30
	$P_к$	кПа	8,42	9,43	10,20	11,30	12,50	13,80	15,20
45	δt	К	0,786	1,130	1,520	2,030	2,540	3,050	3,550
	$t_к$	°С	47,40	49,20	51,10	53,10	55,20	57,20	59,20
	$P_к$	кПа	10,80	11,80	13,00	14,40	15,90	17,50	19,20

При построении таких характеристик давление пара и конечный температурный напор в каждой из секций можно определить графическим путем по характеристике, полученной для одной секции.

Р.9.8 Пример 7. Необходимо построить эксплуатационные характеристики двухсекционного конденсатора для условий примера 2 (п.Р.5.8.)

Расход пара на одну секцию конденсатора $D_к^{ном}$ - 175 кг/с
Номинальный расход охлаждающей воды G_o - 15800 кг/с
Скорость воды в трубках при номинальном расходе воды w - 1,9 м/с
Диаметр трубок :
наружный d - 28 мм
внутренний $d_{вн}$ - 26 мм
Количество тепла, отдаваемого 1 кг
отработавшего пара $\Delta h_н$. - 2250 кДж/кг
Поверхность охлаждения одной секции F - 15840 м^2
Число трубок в одной секции N - 15670
Число ходов воды z - 1
Коэффициент чистоты a - 0,85$a_М$
Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ 5-1

Сначала рассчитаем и построим характеристику первой секции конденсатора в соответствии с указаниями раздела Р.9 и примера 6 (п.Р.9.6). Результаты расчета для номинального расхода воды сведены в таблицах Р.5, Р.6 и Р.7 без дополнительных пояснений.

На основе этих таблиц построены для одной секции конденсатора зависимости температурного напора и давления для разных значений $t_{1в}, D_к^{(I)}$ и G_o = 15800 кг/с, показанные на рисунках Р.6 и Р.7- При температуре воды $t_{1в}$ они соответствуют первой секции, а при температуре $t_{1в}^{(II)} = t_{1в} + \Delta t^{(I)}$- второй секции.

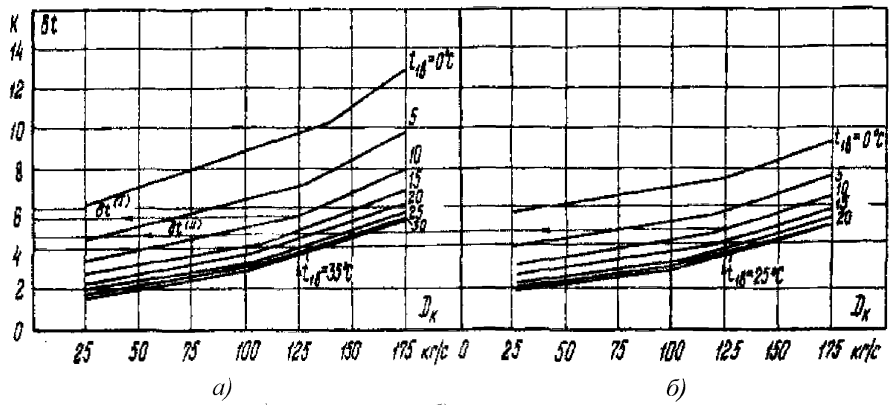
Значения температуры воды на выходе из первой секции $t_{1в}^{(II)} = t_{1в} + \Delta t^{(I)}$ требующиеся для построения характеристик второй секции при разных значениях $t_{1в}$, приведены в таблице Р.7.

Так, например, при D_k = 150 кг/с и $t_{1в}$ = 15°С находим $t_{2в}$= 20,1°С. По этой температуре при $D_к$ = 150 кг/с находим на рисунке Р.6 и Р.7 значения $P_к^{(II)}$ и $\delta t^{(II)}$ для второй секции конденсатора при $t_{1в}$= I5°С, равные 4,37 кПа и 5,34 К соответственно. Аналогичным образом находим $P_к^{(II)}$ и $\delta t^{(II)}$ при других значениях $t_{1в}$ и $D_к$ и сводим их в таблице Р.8, по которой строится график давлений и температурных напоров во второй секции конденсатора (см. рисунки Р.6 и Р.7), где в качестве определяющего параметра также взята температура $t_{1в}$.

Если конденсатор имеет более двух секций по давлению, то аналогично можно построить характеристики секций, следующих за второй. Надо отметить, что построить их можно не только графическим путем, описанным выше, но и расчетным. Тогда необходимо найти температурный напор и давление в секциях, следующих за первой, при разных значениях $t_{1в}$ и $D_к$ соответствующих значениях температуры воды $t_{1в}^{(i)}$ на входе в секцию, для которой определяются $\delta t^{(i)}$ и

$P_к^{(i)}$. Например, при $t_{1в}$ = I5°C и $D_к$ = 25 кг/с для второй секции должна приниматься температура воды на входе в нее $t_{1в}^{(i)}$ =15,8°C, а при D_k=*50 кг/с* $t_{1в}$=16,7 С т.д. (см. таблицу Р.7) $D_к$=50 кг/с $t_{1в}^{(II)}$.=16,7°C

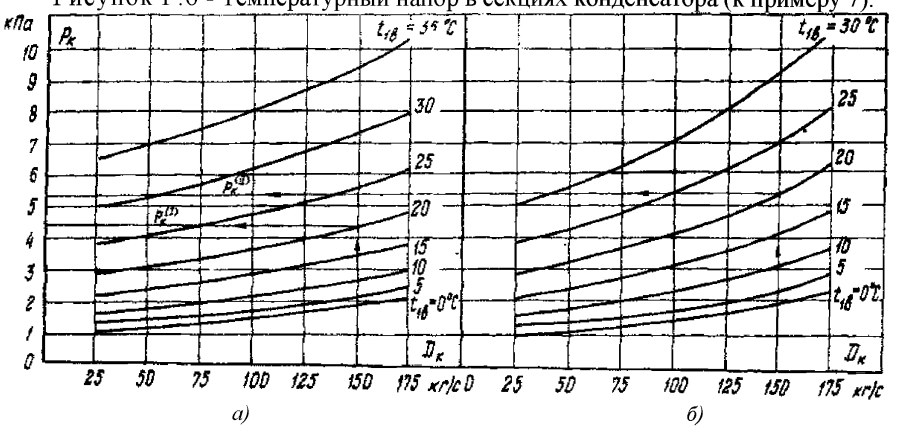
Описанным в примере 7 (п.Р.9.8) путем могут быть построены графики температурных напоров $\delta t^{(i)} = f(D_к, t_{1в})$ и зависимость $\delta t(i) = f(D_k, t_{1в})$ для многосекционного конденсатора при других расходах охлаждающей воды.



а) *б)*

а) – первая секция; *б)* – вторая секция

Рисунок Р.6 - Температурный напор в секциях конденсатора (к примеру 7):



а) *б)*

а) – первая секция; *б)* – вторая секция

Рисунок Р.7 - Давление в секциях конденсатора (к примеру 7)

Таблица Р.5 – Определение $\delta t^{ном}$ и $D_k^{гр}$ при разных значениях t_{1B} в первой секции конденсатора ($\Delta t = 5.95, G_0^{ном} = 15670$ кг/с, $D_k^{ном}$ 175 кг/с; к примеру 7)

Величина	Единица измерения	Источник или метод определения	Значение								
Температура охлаждающей воды t_{1B}	^{0}C	По заданию	0	5	10	15	20	25	30	35	40
Величина X	-	Формулы (Р.4.3 и Р.4.3а)	0,097	0,17	0,242	0,315	0,388	0,461	0,533	0,606	0,679
Множитель Φ_m	-	Формула (Р.4,2)	0,993	0,987	0,981	0,976	0,971	0,965	0,963	0,963	0,963
Величина в	-	Формула (Р.4,4а)	0,440								
Множитель Φ_t	-	Формула (Р.4,5)	0,515	0,644	0,753	0,842	0,911	0,960	0,990	1,0	1,01
Множитель Φ_z	-	Формула (Р.4,5)	0,933	0,941	0,948	0,956	0,963	0,971	0,978	0,985	0,993
Коэффициент теплопередачи К	Вт/(м^{2}К)	Формула (Р.4,1)	1570	1970	2300	2580	2800	2960	3070	3120	3180
Величина П	-	Формула (Р.2,5)	0,376	0,471	0,551	0,618	0,670	0,708	0,734	0,746	0,761
Величина $e^{П}$	-	Приложение 4	1,46	1,60	1,74	1,86	1,95	2,03	2,08	2,11	2,14
Температурный напорот δt	К	Формула (Р.2,5)	13,0	9,88	8,09	6,96	6,24	5,78	5,51	5,37	5,22
Величина S	-	Формула (Р.4,8)	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4
Граничный расход пара $D_k^{гр}$	кг/с	Формула (Р.4,8)	140	131,25	122,5	113,7	105	96,25	87,25	78,75	70,0

Таблица Р.6 - Определение δt при разных значениях $D_к$ и $t_{1в}$ в первой секции конденсатора ($G_0^{ном}$ =15670 кг/с; к примеру 7)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход отработавшего пара D_k.		кг/с	25	50	75	МО	125	150	175
Относительный расход пара $D_k / D_k^{ном}$		-	0,143	0,286	0,429	0,571	0,714	0,6357	1
Температура охлаждающей воды t_{1B} ^{0}С:									
0	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,943	1,09	1,23	1,37	1,51	-	-
	δt	К	6,16	7.09	8,02	8.96	9.89	11,2	13.1
5	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,893	1,04	1,18	1,32	1,46	-	-
	δt	К	4,42	5,13	5,84	6.55	7,26	8.50	9.91
10	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,843	0,986	1,13	1,27	-	-	-
	δt	К	3,41	3,99	4,57	5,14	5,78	6,94	8,09
15	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,793	0,936	1,0*3	1,22	-	-	-
	δt	К	2,76	3,26	3,76	4,25	4,98	5,97	6,97
20	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,743	0,886	1,03	1,17	-	-	-
	δt	К	2,32	2,76	3,21	3,66	4,46	5.35	6.24
25	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,693	0,836	0,979	-	-	-	-
	δt	К	2,00	2,41	2.83	3.30	4.13	4.96	5,78
30	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,643	0,786	0,929	-	-	-	-
	δt	К	1,77	2.16	2.55	3.14	3.93	4.71	5.49
35	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,593	0,736	0,879	-	-	-	-
	δt	К	1,59	1,97	2,36	3,06	3,83	4,60	5,36
40	$S+D_k / D_k^{ном}$	-	0,543	0,686	-	-	-	-	-
	δt	К	1,42	1,79	2,24	2,99	3,74	4,45	5,19

Таблица Р.7 - Определение p_k в первой секции конденсатора при разных значениях $D_к$ и $t_{1в}$ ($D^{ном}$=15670 кг/с; к примеру 7)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход пара D_k		кг/с	25	50	75	100	125	150	175
Кратность охлаждения m		-	632,0	316,0	210,6	158,0	126,4	105,0	90,3
Перепад температур Δt		К	0,85	1,69	2,55	3,40	4,25	5,11	5,95
Температура охлаждающей воды t_{1B} ^{0}С		К	6,16	7,09	8,02	8,96	9,89	11.2	13,1
0	δt								
	t_k	°С	7,00	8,79	10,6	12,4	14,1	6,31	19,0
	P_k	кПа	1,00	1,13	1,28	1,44	1,61	1,86	2,11
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	0,85	1,69	2,55	3,40	4,25	5,11	5,95
5	δt	К	4,42	5,13	5,84	6,55	7,26	8,50	9,91
	t_k	°С	10,3	11,8	13,4	14,9	16,5	18,6	20,9
	P_k	кПа	1,25	1,38	1,54	1,69	1,87	2,09	2,45
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	5,85	6,69	7,55	8,4	9,25	10,1	10,95
10	δt	К	3,41	3,99	4,57	5,14	5,78	6,94	8,09
	t_k	°С	14,4	15,7	17,1	18,5	20,0	22,0	24,0
	P_k	кПа	1,(53	1,78	1,95	2,09	2,34	2,65	2,98
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	10,8	11,7	12,5	13,4	14,2	15,1	15,9
15	δt	К	2,76	3,26	3,76	4,25	4,98	5,97	6,97
	t_k	°С	18,6	20,0	21,3	22,6	24,2	26,1	27,9
	P_k	кПа	2,09	2,33	2,54	2,75	3,02	3,37	3,76
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	15,8	16,7	17,5	18,4	19,2	20,1	20,9
20	δt	К	2,32	2,76	3,21	3,66	4,46	5,35	6,24
	t_k	°С	23,2	24,5	25,8	27,1	28,7	30,4	32,2
	P_k	кПа	2,84	3,06	3,31	3,57	3,94	4,35	4,80
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	20,9	21,7	22,6	23,3	24,2	25,1	25,9
25	δt	К	2,00	2,41	2,83	3,30	4,13	4,96	5,78
	t_k	°С	27,9	29,1	30,4	31.7	33.4	35.1	36,7
	P_k	кПа	3,74	4,02	4,33	4.67	5.14	5.64	6.18
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	25,9	26,7	27,6	28,4	29,2	30,1	30,9
30	δt	К	1,77	2,16	2,55	3,14	3,93	4,71	5,49
	t_k	°С	32,6	33,9	35,1	36,5	38,2	39,8	41,4

Величина		Единица измерения	Значение						
	P_k	кПа	4,92	5,27	5,65	6,11	6,68	7,30	7,97
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	30,9	31,7	32,5	33,4	34,2	35,1	35,9
35	δt	К	1,59	1,97	2,36	3,06	3,83	4,60	5,36
	t_k	°С	37,4	38,7	39,9	41,5	43,1	44,7	46,3
	P_k	кПа	6,42	6,86	7,33	7,97	8,68	9,43	10,3
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	35,9	36,7	37,5	38,4	39,2	40,1	40,9
40	δt	К	1,42	1,79	2,24	2,99	3,74	4,45	5,19
	t_k	°С	42,3	43,5	44,8	46.4	47,9	49.5	51.1
	P_k	кПа	8,31	8,86	9,47,	10,3	11.1	12,1	13,0
	$t_{2B}^{(I)}$	°С	40,9	41,7	42,5	43,4	44,2	45,1	45,9

Таблица Р.8 - Определение $P_к$, δt во второй секции конденсатора при разных D_k и $t_{1в}$ ($G_0^{ном}$ = 15670 кг/с, к примеру 7)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход отработавшего пара D_k		кг/с	25	50	75	100	125	150	175
Температура охлаждающей воды t_{1B} °С									
0	t_{1B}	°С	0,86	1,69	2,55	3,40	4,25	5,11	5,95
	δt	К	5,78	6,28	6,75	7,17	7,56	8,46	9,49
	P_k	кПа	1,03	1,21	1,40	1,60	1,83	2,09	2,55
5	t_{1B}	°С	5,85	6,69	7,55	8,4	9,25	10,1	10,9
	δt	К	4,21	4,68	5,11	5,52	5,94	6,92	7.84
	P_k	кПа	1,30	1,51	1,73	1,97	2,21	2,66	3,12
10	t_{2B}	°С	10,8	11,7	12,5	13,4	14,2	15,1	15,9
	δt	К	3,28	3,71	4,11	4,50	5,08	5,96	6,80
	P_k	кПа	1,70	1,95	2,16	2,54	2,91	3,39	3,93
15	t_{2B}	°С	15,8	16,7	17,5	18,4	19,2	20,1	20,9
	δt	К	2,67	3,07	3,45	3,82	4,52	5,34	6,14
	P_k	кПа	2,20	2,56	2,90	3,29	3,78	4,37	5,04
20	t_{2B}	°С	20,9	21,7	22,6	23,3	24,2	25,1	25,9
	δt	К	2,26	2,63	3,0	3,37	4,17	4,95	5,72
	P_k	кПа	2,97	3,37	3,80	4,28	4,94	5,67	6,49
25	t_{2B}	°С	25,9	26,7	27,6	28,4	29,2	30,1	30,9
	δt	К	1,96	2,32	2,68	3,18	3,95	4,71	5,46
	P_k	кПа	3,92	4,42	4,97	5,62	6,43	7,33	8,36
30	t_{2B}	°С	30.9	31,7	32.5	33,4	34.2	35,1	35.9
	δt	К	1,73	2,09	2,44	3,08	3,84	4,59	5,34
	P_k	кПа	5,16	5,78	6,46	7,32	8,35	9,48	10,7

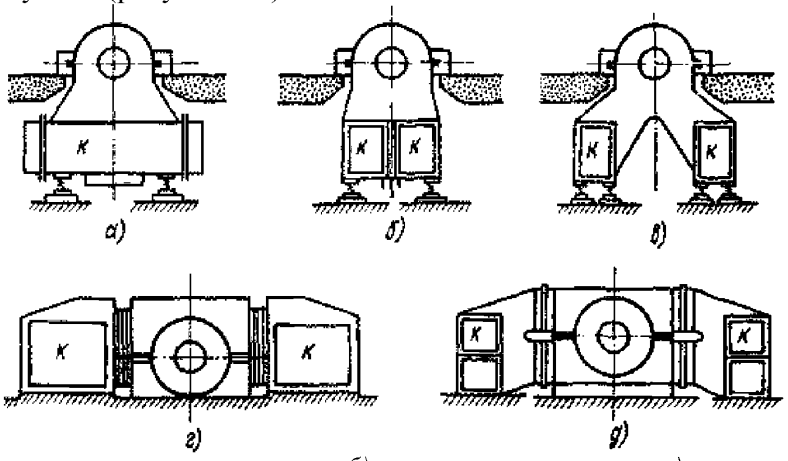
Р.10 Выполнение поверхности охлаждения конденсатора

Р.10.1 Выбор типа конденсатора

Р.10.1.1 Конденсаторы турбин выполняются, как правило, подвальными (рисунок Р.8, *а), б), в)*). При поперечном их расположении относительно оси турбины под каждым из ее ЦНД, выполняющихся обычно двухпоточными, устанавливаются при этом отдельный корпус конденсатора. Однокорпусные конденсаторы применяются также для турбин с тремя выхлопами. Много реже устанавливаются при двухпоточных ЦНД отдельные корпусы конденсатора на каждый выхлоп. Последнее усложняет схему циркуляционных водоводов, но может быть оправдано в тех случаях, когда таким путем обеспечивается возможность поставки отдельных корпусов конденсатора блоками полной заводской готовности (т.е. с установленными на место и развальцованными трубками).

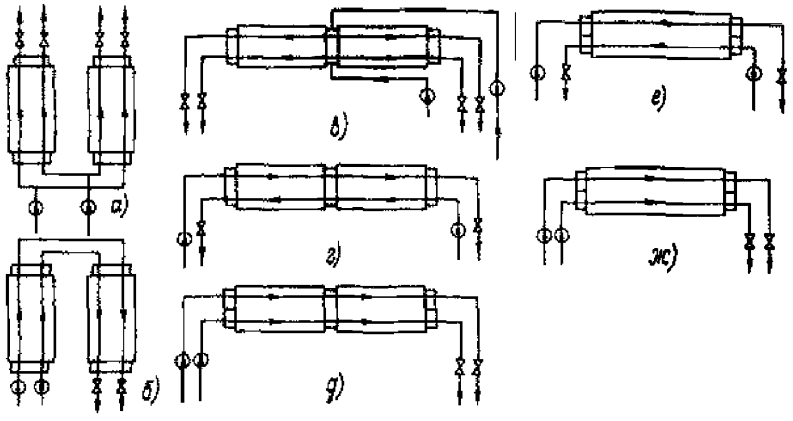
При аксиальном расположении (вдоль оси турбины) конденсатор может и

для турбин с числом выхлопов до шести выполняться одно-корпусным, но это требует применения конденсаторных трубок значительной длины от 18 до 20 м и более. Для уменьшения требуемой длины трубок аксиальные конденсаторы могут выполняться с двумя расположенными по одной оси и последовательно включенными по охлаждающей воде корпусами с промежуточной водяной камерой между ними. По соображениям компоновки оборудования и выполнения фундамента турбины они могут также разделяться на два параллельно расположенных корпуса или две параллельные группы, каждая с двумя последовательно включенными по воде корпусами (рисунок Р.9).



а) - подвальное поперечное расположение; *б)* - подвальное аксиальное; *в)* - подвальное двустороннее, аксиальное; *г),д)*- боковое двустороннее; *К* - конденсатор

Рисунок Р.8. - Расположение конденсатора относительно оси турбины:



а) - параллельное включение по воде двух поперечно расположенных корпусов конденсатора; *б*) - последовательное включение таких же корпусов; *в*) - параллельное включение по воде двух аксиально расположенных корпусов конденсатора о общей средней водяной камерой; *г), д)* - последовательное включение двух аксиально расположенных корпусов конденсатора с общей средней водяной камерой со встречным и одинаковым направлением потоков; *е*) - однокорпусный аксиальный конденсатор со встречным направлением потоков воды; *ж*) - однокорпусный аксиальный конденсатор с одинаковым направлением потоков

Рисунок Р.9 - Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде

Преимуществами аксиального расположения конденсатора мощной мно-

гоцилиндровой турбины являются упрощение схемы и облегчение компоновки циркуляционных водоводов, упрощение секционирования конденсатора (см. п. Р.10.1.3), а при выполнении его однокорпусным также уменьшение стоимости конденсатора по сравнению с имеющим несколько поперечно расположенных корпусов. Однако выбор поперечного или аксиального подвального конденсатора существенно зависит от выполнения и компоновки других элементов турбоагрегата, особенно ЦНД и фундамента турбины, и не может поэтому производиться в отрыве от решения ряда задач при проектировании турбоагрегата.

Р.10.1.2 Боковые аксиальные конденсаторы, устанавливаемые на отметке, близкой к отметке основания турбины (см. рисунок Р.8 *е), д)*), имеют обычно корпусы, расположенные по обеим сторонам ЦНД, и отработавший пар поступает в них как из нижних, так и из верхних половин корпусов ЦНД. В случае их применения ЦНД турбины могут выполняться одностенными, непосредственно опирающимися на фундамент, и облегчается размещение конденсатора с большой поверхностью охлаждения. При этом снижается также отметка обслуживания турбины, но увеличивается занимаемая турбоагрегатом площадь.

Увеличение при указанном выполнении соединения ЦНД с корпусами бокового конденсатора суммарного сечения выхлопных патрубков с соответствующими снижением средней скорости пара в них и устранение поворота потока отработавшего пара на 90° приводит к некоторому уменьшению потери давления в выхлопных патрубках. Однако оно относительно невелико и при обычно высоких боковых конденсаторах и системах водоснабжения с водохранилищем-охладителем (а также более редких в настоящее Бремя прямоточных системах водоснабжения) сводится практически на нет увеличением затраты энергии на циркуляционные насосы из-за увеличения геодезической высоты подачи воды, не компенсируемой сифоном.

Указанным преимуществам боковых конденсаторов противостоят их существенные эксплуатационные недостатки. Боковые конденсаторы затрудняют доступ к ЦНД турбины при ее обслуживании и вызывают необходимость при каждом вскрытии ЦНД для контроля или ремонта отсоединять верхние выхлопные патрубки турбины от конденсатора, тогда как при подвальных конденсаторах сварные соединения турбины и конденсатора не нарушаются в течение всего срока службы турбоагрегата. Необходимость разъема находящихся в условиях эксплуатации под вакуумом протяженных вертикальных фланцевых соединений при каждом вскрытии ЦНД увеличивает продолжительность и трудоемкость ремонтных работ и затрудняет поддержание достаточно высокой воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата.

Гидравлическое опрессовывание боковых конденсаторов для отыскания водяных неплотностей требует заливки водой также турбины, причем как в этом случае, так и при переходе к воздушной опрессовке с детектором возникает необходимость в герметизации лабиринтовых уплотнений ЦНД. При высоком напоре циркуляционной воды (например, оборотная система водоснабжения с градирней) возникает опасность попадания охлаждающей воды из бокового конденсатора в проточную часть ЦНД при образовании свищей или трещин в трубках.

Эксплуатационные недостатки боковых конденсаторов привели к тому, что

они не получили широкого применения (исключая только Великобританию, где они были применены для 28 турбоагрегатов мощностью от 500 до 660 МВт, но затем от их применения также отказались).

Подвальные конденсаторы, расположенные по обеим сторонам оси турбины с выхлопными патрубками только в нижних половинах корпусов ЦНД (см. рисунок Р.8 *в)*), не имеют этих недостатков, но пока были применены только для турбоагрегатов относительно небольшой мощности - до 150 МВт. Лишь в одном случае аналогичная конструкция, но с горизонтальным направлением выхлопных патрубков была применена для турбоагрегата мощностью 420 МВт. При удачном решении конструкции ЦНД и фундамента турбины такое двустороннее расположение корпусов подвального конденсатора может оказаться целесообразным для турбоагрегатов большой мощности.

Р.10.1.3 При двух и более выхлопах турбины определенными термодинамическими преимуществами обладает ступенчатая конденсация пэра. Для ее осуществления конденсатор разделяется на последовательно включенные по охлаждающей воде секции, работающие с разными давлениями отработавшего пара, возрастающими в направлении от секции, расположенной со стороны входа охлаждающей воды, к секции, расположенной на стороне выхода воды (рисунок Р.10). Число секций (ступеней конденсации) может приниматься равным двум или трем, так как дальнейшее увеличение их числа уже слабо сказывается на достигаемом эффекте (рисунок Р.11). Последний тем больше, чем выше температура охлаждающей воды и меньше кратность охлаждения.

Секционирование наиболее просто осуществляется в одноходовых аксиальных конденсаторах путем установки в паровом пространстве перегородок, разделяющих одну секцию от другой, или использования б качестве отдельных секций последовательно включенных по охлаждающей воде, но не соединенных одна с другой по паровой стороне корпусов. Перекачка пара через зазоры в отверстиях для пропуска трубок через разделительные перегородки не может быть значительной вследствие малого перепада давления между секциями и стекания по перегородкам конденсата, образующего водяную завесу, перекрывающую зазоры.

При поперечных конденсаторах и четном числе корпусов секционирование их возможно путем последовательного включения по охлаждающей воде каждой пары корпусов, для чего они должны соединяться один с другим со стороны поступления воды из первой секции во вторую трубопроводами – «калачами» (см. рисунок Р.9, *б)*).

При ступенчатой конденсации принимается обычно равномерное распределение тепловой нагрузки (отработавшего пара) и поверхности охлаждения между секциями. Упрощение установки, возможность применения меньшего числа взаимозаменяемых конденсатных и воздушных насосов и некоторый дополнительный выигрыш в экономичности достигаются при каскадном перепуске из секции в секцию конденсата и удаляемого воздуха (паровоздушной смеси). При этом конденсат должен перепускаться в сторону секции с наибольшим давлением, где он может быть подогрет до температуры, близкой к температуре насыщения в этой секции, перед поступлением в конденсатные насосы, а паровоздушная смесь - перепускаться через воздухоохладительные пучки в об-

ратном направлении, что обеспечивает наиболее низкую ее температуру и наименьшее содержание пара в смеси при поступлении ее Б воздушные насосы (рисунок Р.12). Для самотечного перепуска конденсата из секции с меньшим давлением в секцию с большим давлением уровень конденсата в первой должен быть соответственно выше, чем во второй (обычно для конденсационных турбин от 50 до 150 мм).

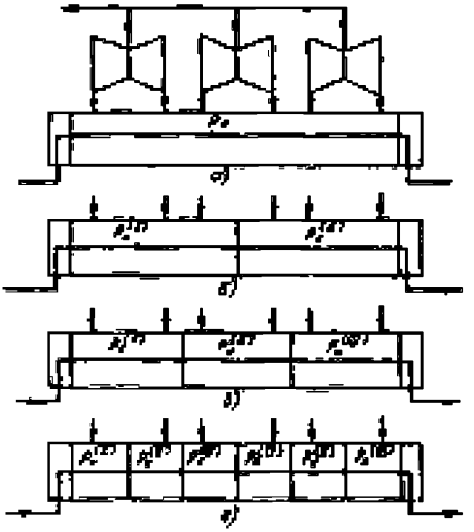
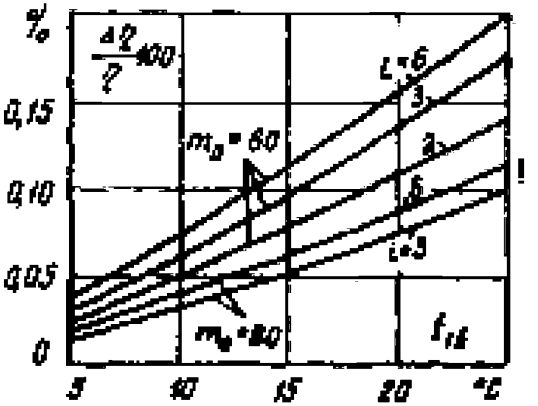


Рисунок Р.10 – Одноступенчатый *а)* и секционированные *б), в) и г)* конденсаторы с разным давлением пара в секциях



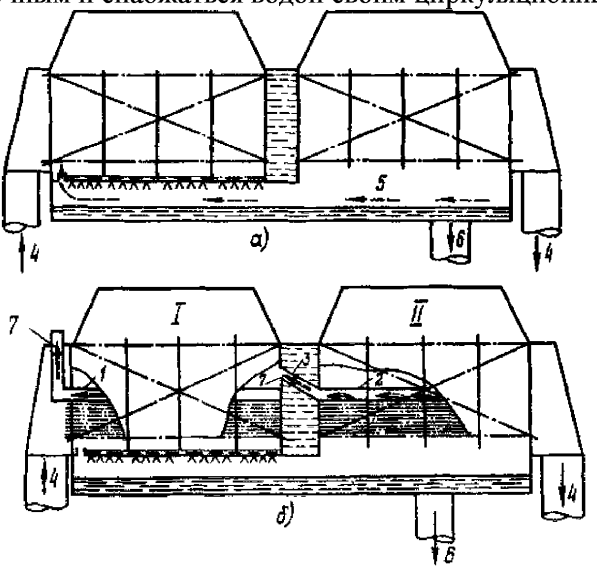
i – число ступеней конденсации;
m_0 – средняя кратность охлаждения;
$\Delta\eta/\eta$ – относительное приращение КПД турбоагрегата.

Рисунок Р.11 – Повышение КПД турбоагрегата при ступенчатой конденсации

При одинаковой паровой нагрузке секций (корпусов) конденсатора направление движений через них охлаждающей воды не имеет значения. В тех же редких случаях, когда нагрузка секций различна, целесообразное направление движения охлаждающей воды должно определяться путем сравнительных рас-

четов (так, например, для теплофикационной турбины с большой привязанной конденсационной мощностью и различающимися по расходу отработавшего пара двумя выхлопами расчеты УТМЗ показали, что более экономичным является вариант подачи охлаждающей воды сперва в менее нагруженный, а затем уже в более нагруженный корпус двухсекционного конденсатора).

Р.10.1.4 Современные мощные энергоблоки имеют, как правило, блочные насосные станции с двумя циркуляционными насосами на турбину. Для сохранения возможности работы турбины с частичной (50 % и более в зависимости от температуры охлаждающей воды) нагрузкой при вынужденном останове одного из насосов или необходимости глушения поврежденных трубок в конденсаторе последний должен выполняться, как правило, двухпоточным, причем очень большие диаметры циркуляционных трубопроводов практически исключают установку между ними перемычек с запорными задвижками. Лишь при установке отдельных соединенных один с другим перемычкой достаточного сечения по паровой стороне корпусов конденсатора каждый из последних может быть выполнен однопоточным и снабжаться водой своим циркуляционным насосом.



1,2 - воздушные коллекторы; 3 - перепуск паровоздушной смеси к воздухоохладителю первой секции; 4 - охлаждающая вода; 5 - пар; 6 - конденсат; 7 - паровоздушная смесь; I - первая секция по давлению; II - вторая секция

Рисунок Р.12 - Схемы перепуска конденсата *а)* и паровоздушной смеси *б)* при секционировании конденсатора

Р.10.2 Компоновка поверхности охлаждения

Р.10.2.1 Эффективность использования поверхности охлаждения и показатели работы крупного конденсатора существенно зависят от конфигурации его трубного пучка, которая должна обеспечивать минимальное при всех прочих равных условиях давление конденсирующегося пара или, что тоже возможно больший коэффициент теплопередачи при относительно небольшом падении давления

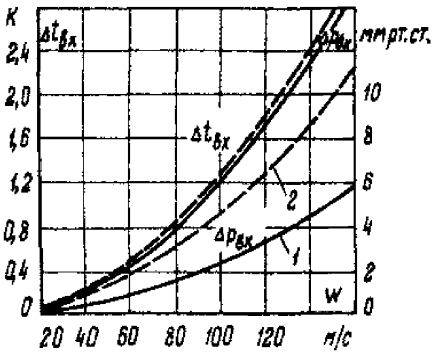
пара в трубном пучке, отсутствии переохлаждения конденсата и ограничении содержания в последнем кислорода в соответствии с установленными нормами.

Коэффициент теплопередачи с водяной стороны практически чистых конденсаторных трубок определяется в основном скоростью охлаждающей воды и в меньшей степени ее температурой, а термическое сопротивление стенки трубок - коэффициентом теплопроводности материала и толщиной стенки, причем его доля в суммарном термическом сопротивлении относительно мала. Номинальная скорость охлаждающей воды выбирается исходя из технико-экономических соображений, а также из соображений предотвращения эрозии, коррозия и загрязнения трубок. Поэтому выбор рациональной компоновки поверхности охлаждения конденсатора определяется в основном условиями теплообмена и падением давления (сопротивлением) с паровой стороны поверхности охлаждения.

Р.10.2.2 Для двух характерных зон поверхности охлаждения конденсаторов - зоны интенсивной конденсации пара и зоны охлаждения паровоздушной снеси (см. п.Р.2.4) - должны применяться различные способы интенсификации теплоотдачи с паровой стороны.

В преобладающей части зоны интенсивной конденсации пара увеличение скорости его движения сравнительно слабо влияет на локальные значения коэффициента теплопередачи от пара к стенке, а тем более на локальные значения коэффициента теплопередачи $K_л$, существенно зависящие в этой зоне от теплоотдачи с водянок стороны. В то же время вызываемое увеличением скорости пара падение его давления приводит вследствие связанного с этим снижения температуры пара (рисунок Р.13) к уменьшению локальных разностей температур пара и охлаждающей воды $\Delta t_л$. В результате с увеличением в этой зоне скорости пара существенное увеличение локальных тепловых нагрузок $q_л = K_л \times \Delta t_л$ не достигается, а паровое сопротивление растет приблизительно пропорционально квадрату скорости. Поэтому для зоны интенсивной конденсации пара основным требованием является уменьшение падения давления пара как при входе его в трубный пучок, так и в пределах последнего.

В зоне охлаждения паровоздушной смеси вследствие большой уже концентрации воздуха в охлаждаемой смеси локальные коэффициенты теплопередачи и тепловые нагрузки определяются в основном тепло- и массоотдачей с паровой стороны и существенно зависят от скорости паровоздушной смеси.



1 - давление пара $p_к$ = 4,9 кПа; *2* - $p_к$=9,8 кПа

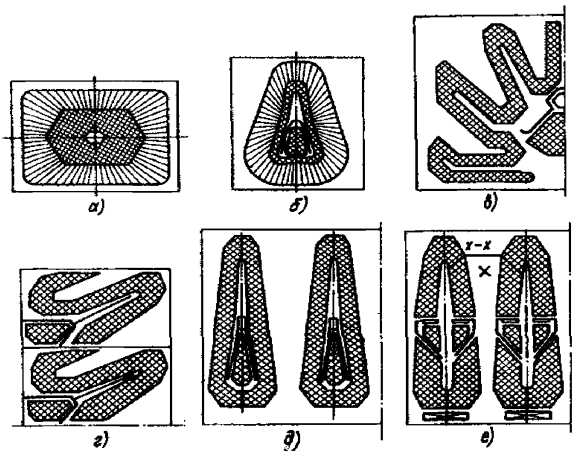
Рисунок Р.13 - Зависимость падения давления $\Delta P_{вх}$ и снижения температуры $\Delta t_{вх}$ пара при входе в трубный пучок от скорости W в узком сечении первого ряда трубок

Увеличение скорости смеси является здесь единственным средством интенсификации теплопередачи и в определенных пределах, ограничиваемых допустимыми пределами падения давления смеси в этой зоне, оправдывает себя.

Указанным выше условиям наилучшим образом удовлетворяет двухзонное выполнение трубного пучка. Однако поскольку граница между двумя зонами поверхности охлаждения конденсатора не является стабильной, а смещается в ту или иную сторону в зависимости от изменения режимных условий, обычно исходят из средних расчетных условий, при которых на основной трубный пучок, отвечающий зоне интенсивной конденсации пара, приходится примерно от 90 до 92 % всей поверхности охлаждения, а на зону охлаждения паровоздушной смеси (воздухоохладитель) – от 8 до 10 %.

Р.10.2.3 Уменьшение падения давления пара в зоне интенсивной конденсации может достигаться ограничением его скорости (или при заданном его объемном расходе соответствующим увеличением живого (узкого) сечения между трубками на доступной для поступающего пара части периферии трубного пучка и в последующих рядах трубок), возможно более равномерным распределением поступающего пара и уменьшением длины его пути в пределах указанной зоны.

Одним из способов увеличения живого сечения трубного пучка со стороны входа в него пара является разрежение в этой части пучка трубок (увеличение поперечного шага между ними). Это сочетается обычно в конденсаторах с радиальным и лучевым расположением трубок в пучке (рисунок Р.14, *а), б)*) с уменьшением поперечного шага между трубками и живого сечения по пути движения пара от периферии пучка к воздухоохладителю для поддержания скорости пара при уменьшении его объемного расхода в результате конденсации.



а),б) - радиальная; *в),г)* - ленточная; *д),е)* -модульная ленточная; *х-х* - сечение канала; *Х* для прохода пара

Рисунок Р.14 - Компоновки трубных пучков:

Однако конструктивно возможное уменьшение живого сечения всегда сильно отстает от уменьшения объемного расхода пара, вследствие чего не играет существенной практической роли. Разреженная радиальная разбивка трубок в зоне интенсивной конденсации, оправдывающаяся для конденсаторов с относительно небольшой поверхностью охлаждения, нецелесообразна для крупных конденсаторов, так как приводит к недостаточно эффективному использованию площади трубной доски (излому коэффициенту ее заполнения).

Для крупных конденсаторов целесообразнее позволяющая выполнить ряд требований к компоновке трубного пучка и более компактная ленточная его компоновка, т.е. выполнение трубного пучке с поперечным сечением, имеющим форму изогнутой узкой ленты (рисунок Р.14, *в),г)*). Такая компоновка позволяет сравнительно равномерно распределить поступающий пар, обеспечить достаточно большое живое сечение на входе пара в трубный пучок, а также ограничить число рядов трубок на пути пара от наружных кагалов, по которым он подводится в пучок, до внутренних каналов, по которым паровоздушная смесь отводится из основной части пучка в воздухоохладитель.

При большой поверхности охлаждения, размещаемой в одном корпусе конденсатора, может быть целесообразным разделение ее на два или три модуля (части) и более, разделенных проходами и имеющих каждый свой воздухоохладительный пучок и индивидуальный отсос воздуха (см. рисунок Р.14, *д),е)*). Разбивка трубок во всех модулях принимается обычно одинаковой, причем разделение большого трубного пучка на модули с ленточной компоновкой позволяет увеличить доступный для поступающего пара суммарный периметр всех модулей, ограничить в каждом из них толщину ленты и обеспечить более равномерное распределение поступающего пара.

Р.10.2.4 Для уменьшения падения давления пара при входе в трубный пучок средняя его скорость в живом сечении периферийного ряда трубок пучка (или модуля) при расчетных условиях не должна, по возможности, превышать 50 м/с, что позволяет такие предотвратить повышенную вибрацию трубок в периферийных рядах, вызываемую действием аэродинамических сил. При трудности выполнения этого требования вследствие необходимости по условиям размещения конденсатора ограничить габариты его поперечного сечения может быть допущено увеличение указанной скорости до пределов от 60 до 70 м/с.

Для равномерного распределения отработавшего пара направления к размеры наружных подводящих каналов и сквозных проходов для него в трубном пучке должны быть увязаны с гидродинамикой потока пара, поступающего из выхлопного патрубка турбины направлением потока, распределением его скоростей), и удовлетворять требованиям минимального падения давления также в подводящих проходах. Это требует ограничения скоростей пара на входе в каналы и проходы значениями не более пределов от 80 до 100 м/с. Сквозные проходы в трубном пучке должны обеспечивать при этом поступление в нижнюю часть корпуса конденсатора пара в количестве, достаточном для регенерации конденсата, стекающего с трубного пучка (догрева переохлажденного конденсата до температуры насыщения поступающего пара), и его деаэрации.

Р.10.2.5 Скорость пара (паровоздужной смеси) на выходе из основной части трубного пучка, как правило, очень мала, и для большего охлаждения отсасываемой из конденсатора смеси скорость ее в живом сечении первого ряда трубок воздухоохладителя должна быть повышена примерно от 40 до 50 м/с, т.е. это живое сечение должно быть, как правило, заметно меньшим, чем живое сечение на выходе из основной части трубного пучка.

Воздухоохладитель, отделяемый обычно от основной части пучка перегородкой, целесообразно выполнять в виде пучка с треугольным или трапецеидальным поперечным сечением, суживающимся в направлении к выходу из него смеси воздуха с остаточным содержанием пара.

Иногда для увеличения скорости паровоздушной смеси в воздухоохладителе его выполняют с паровой стороны многоходовым, но вследствие значительного увеличения при этом падения давления смеси в воздухоохладителе и образования при изменениях направления ее потока неактивных зон такое решение большей частью не оправдывается. Выполнение трапециевидного воздухоохладителя, при котором паровоздушная смесь перепускается по длине корпуса конденсатора из одного отсека в другой в направлении от стороны выхода подогретой охлаждающей воды к стороне входа холодной воды также приводит к увеличению падения давления смеси в воздухоохладителе при относительно небольшом в то же время эффекте в отношении дополнительного охлаждения паровоздушной смеси, поскольку перепад температур воды в воздухоохладительном пучке, как правило, заметно меньше перепада температур в основном трубном пучке (иначе обстоит дело для секционированного конденсатора (см. п. Р.10.1.3) с размещением секций в отдельных корпусах, где перепуск паровоздушной смеси из секции в секции в направлении к секции с наименьшей температурой охлаждающей воды - но не в пределах каждого корпуса - более эффективен вследствие того, что охлаждающая

вода при переходе из секции в секцию в большей или меньшей степени перемешивается).

В воздухоохладитель должна поступать в основном только паровоздушная смесь из основной части трубного пучка и может подводиться смесь, удаляемая из предшествующей секции многосекционного конденсатора при каскадном ее перепуске. В него может также поступать выпар из устройства для деаэрации конденсата, расположенного под трубным пучком или в деаэрационном конденсатосборнике (см. п. Р.10.3).

Должна быть исключена возможность попадания в воздухоохладитель отработавшего пара турбины в обход основной части трубного пучка, а тем более поступления хотя бы и относительно небольшого количества пара или паровоздушной смеси в патрубок для отсоса воздуха из конденсатора помимо воздухоохладителя. Для этого необходимо предусматривать установку в местах, где возможны такие перетоки пара или паровоздушной смеси (конструктивных проемах, где не могут быть установлены трубки, зазоры между трубным пучком и корпусом конденсатора), заградительных перегородок или щитков.

Р.10.2.6 В двухходовых конденсаторах воздухоохладитель должен располагаться в первом ходе, где температура охлаждающей воды ниже.

В некоторых конструкциях одноходовых конденсаторов для охлаждения паровоздушной смеси более холодной водой воздухоохладитель был выполнен не в виде выделенного по всей длине корпуса пучка труб, а располагался в крайнем со стороны входа охлаждающей воды отсеке между трубной доской и ближайшей опорной перегородкой. Охлаждаемая паровоздушная смесь, поступающая из основной части трубного пучка, омывает при этом расположенные в указанном отсеке концы половины или всех труб пучка. Такое решение приводит к увеличению парового сопротивления конденсатора. Кроме того, при возникновении условий, благоприятствующих газовой (аммиачной) коррозии трубок в воздухоохладителе, опасности разрушения подвергается значительно большее число трубок, чем при обычном выполнении воздухоохладителя. Поэтому оно не может быть рекомендовано.

Р.10.2.7 При наличии в трубном пучке конструктивных проемов в местах, где не могут быть установлены трубки (например, из-за наличия сварных швов у крупных трубных досок или размещения перегородок в водяных камерах конденсатора), должно предотвращаться с помощью заградительных щитков образование в любой зоне трубного пучка "островных" пучков трубок, в которые пар может поступать со всех сторон при отсутствии отсоса воздуха из центральной части этого пучка. Внутри таких пучков скапливается воздух, и значительная часть их поверхности оказывается неактивной.

При компоновке трубного пучка, направлениях и живых сечениях проходов в пучке, обеспечивающих правильное направление потока пара (паровоздушной смеси) от периферии пучка к местам отсоса воздуха, сетка, по которой разбиваются трубки в различных зонах, сама по себе не играет существенной роли и наряду с наиболее широко применяемой ромбической (треугольной) сеткой могут применяться также, исходя из конфигурации пучка, квадратная, радиальная или другая разбивка. Шаг между трубками должен обеспечивать минимальное рассто-

яние между соседними отверстиями в трубной доске, предотвращающее деформацию отверстий при вальцевании трубок.

Конденсат и воздух с остаточным содержанием пара должны отводиться из конденсатора раздельно в удаленных по возможности друг от друга местах его поперечного сечения. «Регенерация» конденсата (догрев его до температуры насыщения поступающего в конденсатор пара) и его деаэрация должны обеспечиваться, как указывалось, непосредственным контактом части отработавшего пара, проникающей в нижнюю часть парового пространства конденсатора, со стекающим с трубного пучка конденсатом. Воздухоохладитель и отверстия в корпусе для удаляемого воздуха отделяются обычно от остальной части парового пространства перегородкой.

При большой высоте трубного пучка могут устанавливаться на нескольких уровнях по его высоте перегородки (или полутрубы) для улавливания конденсата, отводимого с этих перегородок (полутруб) к трубным доскам и промежуточным опорным перегородкам, по которым он стекает вниз. Это может быть целесообразным для уменьшения сопротивления, создаваемого большим количеством конденсата, стекающего сверху на нижерасположенную часть высокого трубного пучка.

Р.10.2.8 При проектировании конденсатора необходимо проверять, удовлетворяют ли узкое сечение трубного пучка со стороны поступления в него отработавшего пара турбины, входные и промежуточные сечения проходов в трубном пучке, предназначенных для лучшего распределения поступающего пара, требованиям в отношении ограничения в них скоростей пара, изложенным в п. Р.10.2.4.

Расчетная скорость пара во входном сечении трубного пучка определяется при этом как средняя скорость, полученная путем деления объемного расхода отработавшего пара при номинальном режиме работы конденсатора на живое сечение первого ряда трубок по всей доступной для поступающего пара части периметра трубного пучка, т.е.

$$w_{\text{вх}} = \frac{D_{\text{к}} \times V_{\text{к}}}{l \times n_{\text{ш}} \times (t - d_{\text{н}}) \times 10^{-3}} \qquad \text{(Р.10.1)}$$

где $V_к$ - удельный объем поступающего влажного пара при давлении и паросодержании χ, кг/м^3;

$n_ш$ - число шагов между трубками в доступной части периметра трубного пучка;

t - шаг между трубками (по их осям), мм.

Расчетные скорости пара во входном и одном или нескольких промежуточных сечениях прохода для пара (в которых можно ожидать повышенных его скоростей) определяются исходя из оценки доли поверхности охлаждения конденсатора (без учета воздухоохладителя), снабжаемой паром через рассматриваемое сечение прохода. Так, например, на рисунке Р.14 пунктирной линией ограничена часть трубного пучка, снабжаемая паром через сечение x-x тупикового прохода X. Расчетная скорость пара в сечении х-х прохода составляет

$$w_{xx} = \frac{D_{\text{к}} \times V_{\text{к}}}{l \times \text{в}_{xx}}, \qquad \text{(Р.10.2)}$$

где D_x - расход пара через сечение х-х, кг/с;

$в_{xx}$- ширина сечения *x-x*, м.

Значение D_{xx} определяется в случае одноходового конденсатора как

$$D_x = D_к \times \frac{N_к}{N_0}$$

где - N_x/N_o - отношение числа трубок в зоне трубного пучка, снабжаемой паром через сечение *x-x*, к полному числу трубок в основном пучке конденсатора (без воздухоохладителя).

В случае двухходового конденсатора и наличия в рассматриваемой зоне трубного пучка трубок, входящих как в первый (N_x^I),так и во второй (N_x^{II}) ходы по охлаждающей воде, *l* число трубок во втором ходе, где разность температур пара и охлаждающей воды меньше, принимается с коэффициентом 0,8, т.е.

$$D_x = D_к \times \frac{N_x^I + 0{,}8N_x^{II}}{N}, \qquad (Р.10.4)$$

Р.10.2.9 Пример проверки проходных сечений для пара.

Рассмотрим в качестве примера проверку сечений для модульного ленточного трубного пучка, показанного на рисунке Р.14,е. Конденсатор одноходовой. Модули распределены по ширине конденсатора равномерно, под каждым из модулей расположено стержневое деаэраторное устройство, перекрывающее часть параметра модуля.

Заданы следующие конструктивные размеры и номинальные режимные параметры:

Число трубок в основной части модуля (без воздухоохладителя	№ 3840
Активная длина трубок *l*	11,5 м
Наружный диаметр трубок d_H	28 мм
Шаг между трубками *t*	35 мм
Число шагов в первом ряду трубок доступной для пара части периметра пучка $n_ш$	400
Расход пара, поступающего в один модуль, D_k	44 кг/с
Давление поступающего влажного пара $p_н$	4,8 кПа
Паросодеркание χ	0,93
Удельный объем пара $U_к$	29,6 м3/кг

Скорость пара во входном сечении модуля по формуле (Р.10.1)

$$w_{вх} = \frac{44 \times 29{,}6}{11{,}5 \times 400(35-28) \times 10^{-3}} = 40{,}4 \text{ м/с}$$

т.е. не выходит за допустимые пределы.

Через сечение прохода х-х пар поступает в часть модуля, ограниченную пунктирной линией и включающей в себя 3360 трубок из общего числа трубок в модуле 3840. Соответственно получаем расход пара через сечение х-х по формуле (Р.10.3):

$$D_x = 44 \times \frac{3360}{3840} = 38{,}6 \text{ кг/с}$$

При ширине сечения $в_{xx} = 1{,}0$ м и длине трубок L = 11,5 м расчетная скорость пара в рассматриваемом сечении прохода по формуле (Р.10.2) составляет:

$$w_{xx} = \frac{38{,}6 \times 29{,}6}{11{,}5 \times 1{,}0} = 99{,}4 \text{ м/с}$$

т.е. также является допустимой.

Р.10.3 Регенерация конденсата. Деаэрирующие устройства

Р.10.3.1 Конденсат, стекающий в конденсаторе с трубок, всегда переохлажден по отношению к температуре насыщения отработавшего пара $t_н$. Температура наружной поверхности пленки конденсата на трубках в зоне конденсации пара с малой еще концентрацией воздуха практически равна температуре пара и несколько ниже ее в зоне с высокой концентрацией в паре воздуха, а на поверхности контакта конденсата с трубкой температура пленки ближе к температуре стенки трубы, а соответственно, и к температуре охлаждающей воды. Поэтому средняя температура стекающего конденсата всегда ниже $t_к$. Переохлаждение конденсата является наибольшим в зоне охлаждения паровоздушной смеси, где вследствие большой концентрации воздуха парциальное давление пара ниже давления поступающего в трубный пучок пара и температура пара ниже t_k, однако количество конденсата, образующегося в этой зоне при номинальных условиях, составляет лишь небольшую долю общего количества конденсата.

В современных регенеративных конденсаторах, удовлетворяющих указанному выше требованию об обеспечении контакта всего стекающего из трубного пучка конденсата с частью отработавшего пара, поступающего через сквозные проходы в трубном пучке в нижнюю-часть парового пространства конденсатора, конденсат, стекающий как из основного трубного пучка, так и из воздухоохладителя, регенерируется, т.е. догревается до температуры насыщения отработавшего пара. Таким путем избегается вызываемое переохлаждением конденсата понижение экономичности турбоагрегата и уменьшается равновесная концентрация кислорода в конденсате.

Лишь в периоды наиболее низких температур охлаждающей воды и при пониженных паровых нагрузках в регенеративном конденсаторе может наблюдаться переохлаждение конденсата, обычно не превышающее от 1 до 2 К.

Р.10.3.2 Равновесная концентрация растворенного кислорода в конденсате, удаляемом из регенеративного конденсатора, при нормальной воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата очень мала - порядка сотых долей микрограмма на килограмм. Действительные же концентрации кислорода в конденсате и в тех случаях, когда они удовлетворяют нормам ПТЭ (содержание $O_2 \leq$ 20 мкг/кг), на один-два порядка и более превосходит обычно равновесные концентрации.

Поскольку доля конденсата, образующегося в воздухоохладителе конденсатора, относительно мала и регенерации подвергается весь конденсат, поступающий как из основного трубного пучка, так и из воздухоохладителя, сказанное выше свидетельствует о том, что фактически наблюдающиеся в конденсатосборнике и за конденсатным насосом содержания кислорода в конденсате не могут быть объяснены поступлением кислорода в конденсат с воздухом, абсорбируемым в зонах конденсатора, где концентрация воздуха в паровоздушной смеси является повышенной.

Содержание кислорода в конденсате, существенно превосходящее равновесное, вызывается тем, что наряду с незначительным количеством растворенного кислорода конденсат содержит кислород, попадающий в него в результате механического захвата части воздуха, содержащегося в паровоздушной смеси. Захват

незначительной доли воздуха, существенно сказывающейся на содержании кислорода в конденсате, может происходить только в пределах трубного пучка.

Струи конденсата, стекающие в конденсатосборник, практически не могут захватить воздух, так как в паре, проникающем через сквозные проходы в трубном пучке в нижнюю часть парового пространства, концентрация воздуха очень мала от 103 до 105. Количество захватываемого воздуха увеличивается поэтому с ростом зоны охлаждения паровоздушной смеси в трубном пучке, т.е. при понижении температуры охлаждающей воды, уменьшении паровой нагрузки конденсатора или увеличении присосов воздуха в вакуумную систему и др.

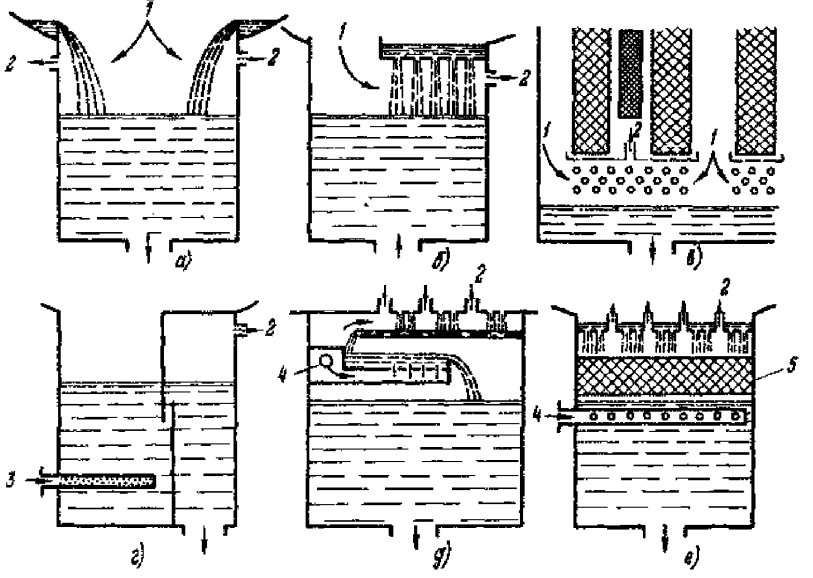
Нерастворенный воздух содержится в конденсате в тонкодисперсном состоянии. При падении конденсата из трубного пучка и стекании это по стенке в нижней части корпуса мелкие воздушные пузырьки не полностью выделяются из него, а оставшийся воздух (кислород) растворяется в конденсате при повышении давления последнего в конденсатном насосе и поступает затем с конденсатом в питательную систему.

При присосах воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, не выходящих за пределы нормы, установленной ЛТЭ, десорбция растворенного кислорода при догреве конденсата в нижней части парового пространства до температуры насыщения отработавшего пара, а главное, частичное выделение механически захваченного воздуха обеспечивают при широких пределах изменения режимных условий допустимое содержание кислорода в конденсате без применения дополнительных средств для его деаэрации. Однако при низких паровых нагрузках конденсатора и повышенных присосах воздуха, особенно приводящих к перегрузке пароструйных эжекторов, значительное увеличение зоны охлаждения паровоздушной смеси может повлечь за собой и существенное увеличение содержания кислорода Б конденсате. Поддержание допустимого содержания кислорода в конденсате также я при этих условиях гложет обеспечиваться использованием в качестве второй ступени деаэрации устройств, располагаемых в корпусе конденсатора под трубным пучком или в сборниках конденсата.

Деаэрационное устройство служит для увеличения поверхности контакта конденсата с отработавшим паром, что создает благоприятные условия для его догревания и выделения из него нерастворенных газов. Увеличение поверхности контакта фаз достигается путем раздробления конденсата на струи и капли или создания тонкой пленки конденсата на системе орошаемых стержней (или неохлаждаемых труб). Омывание поверхности конденсата в деаэрационном устройстве отработавшим паром обеспечивается (кроме устройства сквозных проходов в трубном пучке) отсосом прошедшего через это устройство пара через воздухоохладитель в обход основного трубного пучка конденсатора.

Подвод в деаэрационное устройство, активно используемое лишь в течение сравнительно коротких периодов времени (например, когда нельзя быстро устранить повышенный присос воздуха), пара из отбора турбины, как правило, нецелесообразно из-за связанного с этим понижением экономичности турбоагрегата. Однако в конденсаторах теплофикационных турбин типа Т, работающих в течение отопительного периода с пропуском через ЦНД только вентиляционного расхода пара, последний может оказаться недостаточным для требуемого ограни-

чения содержания кислорода в конденсате. В таких случаях может оказаться необходимым применение деаэраторных устройств барботажного или насадочного типов с использованием в них пара извне (из отбора турбины) или горячих дренажей. На рисунке Р.15 схематически показаны некоторые типы деаэрационных устройств конденсаторов.



а)- деаэрационный конденсатосборник с переливными порогами; *б) - то* же с дырчатой тарелкой; в) - устройство с орошаемыми стержнями (глухими трубами) в корпусе конденсатора; *г*) - барботажный конденсатосборник с использованием вскипающих горячих дренажей; д - то же с подводом в барботажное устройство пара извне; е - конденсатосборник с насадкой; 1 - отработавший пар; 2 - выпар; 3 - подвод дренажей; 4 - подвод пара из отбора турбины; 5 - насыпная насадка (кольца Рашига, омегаобразные или другие элементы)

Рисунок Р.15 - Устройства для деаэрации конденсата

Приложение Р.1
Коэффициент теплопередачи конденсатора

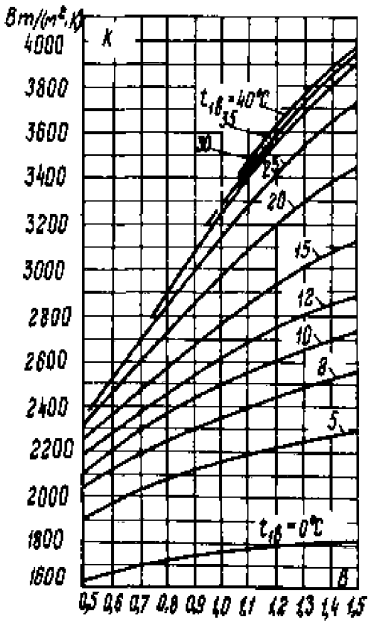


Рис. Р.1.1 - Коэффициент теплопередачи двухходового конденсатора:
z = 2; a = 0,8; δ = 0,42

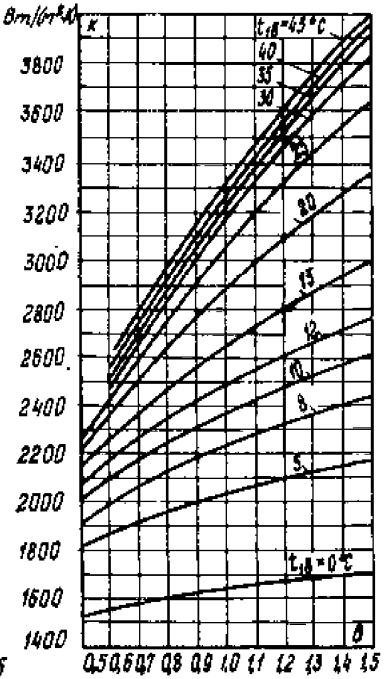


Рис. Р.1.2 - Коэффициент теплопередачи одноходового конденсатора:
z = 1; a = 0,8; δ = 0,42

Приложение Р.2
Гидравлическое сопротивление конденсатора

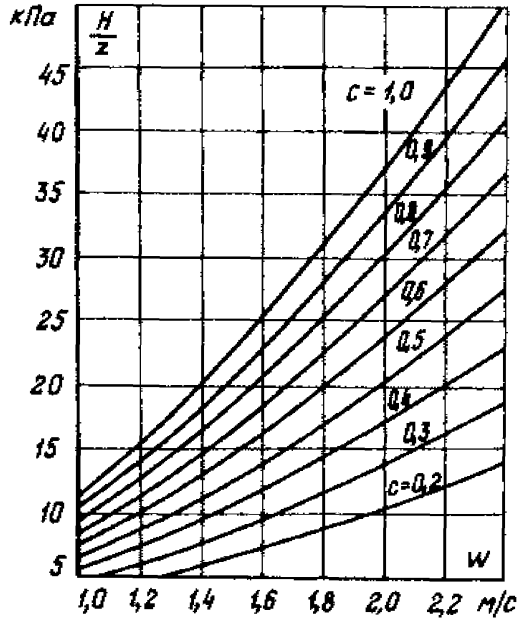


Рисунок Р.2.1 - Зависимость гидравлического сопротивления, отнесенного к одному ходу конденсатора от скорости воды и параметра c/a_c = 0,8

Приложение Р.3

Давление насыщенного водяного пара при температурах от 0 до 75°С

Таблица Р.3.1

t,°С	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	0,611	0,615	0,620	0,624	0,628	0,634	0,639	0,643	0,647	0,652
1	0,657	0,662	0,666	0,671	0,676	0,681	0,686	0,690	0,696	0,701
2	0,706	0,711	0,716	0,721	0,727	0,732	0,737	0,742	0,747	0,752
3	0,758	0,764	0,768	0,774	0,780	0,786	0,790	0,796	0,803	0,808
4	0,813	0,818	0,824	0,830	0,836	0,842	0,848	0,854	0,860	0,866
5	0,872	0,879	0,885	0,890	0,897	0,903	0,909	0,916	0,922	0,928
6	0,935	0,941	0,948	0,954	0,961	0,968	0,975	0,981	0,988	0,994
7	1,001	1,008	1,015	1,023	1,029	1,036	1,043	1,051	1,058	1,065
8	1,072	1,080	1,086	1,095	1,101	1,110	1,116	1,123	1,133	1,140
9	1,147	1,155	1,164	1,170	1,178	1,187	1,195	1,204	1,211	1,219
10	1,227	1,235	1,244	1,252	1,261	1,269	1,277	1,286	1,296	1,302
11	1,312	1,321	1,330	1,338	1,346	1,355	1,365	1,375	1,384	1,395
12	1,402	1,410	1,420	1,430	1,440	1,450	1,458	1,467	1,477	1,488
13	1,497	1,508	1,516	1,526	1,536	1,546	1,556	1,566	1,576	1,586
14	1,597	1,608	1,620	1,630	1,640	1,650	1,660	1,671	1,683	1,694
15	1,704	1,716	1,726	1,736	1,749	1,760	1,772	1,788	1,794	1,806
16	1,817	1,829	1,840	1,852	1,865	1,876	1,890	1,900	1,912	1,925
17	1,936	1,950	1,964	1,975	1,986	1,999	2,013	2,025	2,032	2,050
18	2,063	2,075	2,089	2,101	2,115	2,130	2,142	2,155	2,170	2,181
19	2,196	2,210	2,221	2,240	2,252	2,270	2,280	2,295	2,310	2,320
20	2,337	2,351	2,369	2,380	2,395	2,411	2,425	2,440	2,455	2,470
21	2,485	2,502	2,515	2,535	2,548	2,568	2,582	2,595	2,612	2,625
22	2,642	2,660	2,673	2,695	2,710	2,724	2,740	2,760	2,775	2,790
23	2,808	2,827	2,840	2,861	2,877	2,894	2,913	2,930	2,948	2,966
24	2,982	3,002	3,020	3,038	3,056	3,073	3,093	3,112	3,130	3,149
25	3,166	3,186	3,205	3,225	3,242	3,262	3,281	3,302	3,322	3,340
26	3,360	3,381	3,401	3,422	3,441	3,461	3,482	3,503	3,527	3,544
27	3,564	3,585	3,607	3,629	3,650	3,670	3,692	3,714	3,735	3,758
28	3,780	3,802	3,824	3,846	3,869	3,890	3,914	3,937	3,959	3,983
29	4,005	4,029	4,052	4,076	4,099	4,121	4,146	4,171	4,194	4,219
30	4,242	4,267	4,292	4,316	4,342	4,366	4,391	4,416	4,442	4,467
31	4,492	4,518	4,544	4,570	4,596	4,622	4,648	4,674	4,701	4,728
32	4,754	4,782	4,808	4,836	4,863	4,891	4,918	4,946	4,974	5,002
33	5,030	5,058	5,087	5,115	5,144	5,173	5,202	5,231	5,260	5,289
34	5,319	5,348	5,379	5,408	5,439	5,469	5,499	5,530	5,561	5,592
35	5,623	5,654	5,686	5,717	5,749	5,780	5,812	5,845	5,876	5,908
36	5,941	5,974	6,006	6,040	6,078	6,106	6,140	6,173	6,207	6,241
37	6,275	6,306	6,344	6,378	6,413	6,448	6,483	6,518	6,554	6,589
38	6,625	6,660	6,697	6,733	6,769	6,806	6,842	6,879	6,917	6,954
39	6,992	7,029	7,068	7,105	7,143	7,186	7,221	7,259	7,298	7,336
40	7,375	7,425	7,454	7,494	7,534	7,574	7,614	7,654	7,695	7,736
41	7,777	7,820	7,865	7,902	7,943	7,986	8,027	8,071	8,114	8,156
42	8,200	8,241	8,285	8,329	8,373	8,417	8,460	8,504	8,548	8,593

t,°С	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
43	8,640	8,685	8,730	8,775	8,821	8,867	8,914	8,960	9,007	9,053
44	9,100	9,148	9,195	9,243	9,290	9,339	9,387	9,436	9,485	9,534
45	9,583	9,633	9,682	9,731	9,781	9,831	9,882	9,932	9,983	10,034
46	10,086	10,138	10,190	10,242	10,294	10,346	10,399	10,453	10,506	10,559
47	10,613	10,667	10,720	10,775	10,829	10,884	10,934	10,994	11,049	11,105
48	11,160	11,217	11,273	11,330	11,388	11,445	11,503	11,560	11,618	11,677
49	11,734	11,793	11,852	11,911	11,971	12,031	12,090	12,151	12,211	12,272
50	12,334	12,395	12,456	12,517	12,579	12,642	12,704	12,768	12,831	12,895
51	12,954	13,023	13,082	13,150	13,219	13,278	13,347	13,415	13,474	13,543
52	13,611	13,680	13,749	13,808	13,876	13,945	14,014	14,082	14,151	14,219
53	14,288	14,357	14,435	14,504	14,573	14,641	14,706	14,788	14,857	14,924
54	15,004	15,079	15,141	15,200	15,283	15,367	15,435	15,514	15,592	15,661
55	15,739	15,808	15,887	15,965	16,046	16,122	16,190	16,269	16,348	16,426
56	16,505	16,583	16,661	16,740	16,818	16,906	16,985	17,063	17,142	17,239
57	17,309	17,387	17,475	17,554	17,642	17,720	17,809	17,887	17,975	18,054
58	18,142	18,230	18,309	18,397	18,485	18,574	18,662	18,750	18,838	18,927
59	19,015	19,103	19,191	19,280	19,368	19,456	19,554	19,643	19,731	19,819
60	19,917	20,005	20,103	20,192	20,290	20,378	20,476	20,574	20,672	20,760
61	20,859	20,947	21,045	21,153	21,251	21,349	21,447	21,545	21,643	21,741
62	21,829	21,937	22,035	22,133	22,231	22,329	22,437	22,545	22,643	22,741
63	22,849	22,957	23,055	23,163	23,271	23,369	23,477	23,585	23,694	23,801
64	23,908	24,016	24,124	24,232	24,340	24,448	24,556	24,673	24,781	24,869
65	25,007	25,115	25,222	25,340	25,448	25,566	25,683	25,801	25,909	26,027
66	26,144	26,262	26,380	26,497	26,615	26,733	26,850	26,968	27,086	27,204
67	27,321	27,449	27,566	27,694	27,811	27,939	28,057	28,184	28,301	28,429
68	28,557	28,674	28,802	28,929	29,057	29,184	29,311	29,439	29,567	29,694
69	29,832	29,960	30,087	30,224	30,351	30,489	30,616	30,753	30,881	31,018
70	31,156	31,293	31,420	31,558	31,695	31,832	31,969	32,106	32,244	32,381
71	32,519	32,656	32,793	32,940	33,078	33,225	33,372	33,509	33,646	33,794
72	33,941	34,088	34,235	34,382	34,529	34,676	34,823	34,970	35,127	35,274
73	35,421	35,568	35,725	35,882	36,039	36,186	36,343	36,490	36,647	36,804
74	36,961	37,118	37,266	37,422	37,579	37,746	37,902	38,059	38,226	38,383
75	38,540	38,707	38,873	39,040	39,197	39,364	39,530	39,687	39,854	40,021

Приложение С
(рекомендуемое)
Испытания противоразгонных защит

С.1 Испытание противоразгонной защиты мгновенным сбросом паровой нагрузки турбины

С.1.1 Цель и условия испытания сбросом паровой нагрузки

С.1.1.1 Испытание мгновенным сбросом паровой нагрузки турбины выполняют с целью проверки эксплуатационной надежности всего комплекса защит турбины от разгона - канала регулирования частоты вращения ротора (за исключением РС), канала противоразгонной защиты (за исключением бойков и ЗАБ), клапанов (РК, СК, ПРД, заслонок), 0К регенеративных и регулирующих клапанов регенеративных и регулируемых отборов пара.

Оценка плотности регулирующих и отсечных клапанов, а также СК на паропроводах после сепаратора - промперегревателя турбин может быть выполнена только по результатам мгновенного сброса паровой нагрузки.

Опыт сбросом паровой нагрузки проводят также перед опытами мгновенным сбросом электрической нагрузки, что позволяет значительно уменьшить риск опасного разгона турбины и в ряде случаев сократить количество опытов сбросом нагрузки.

С.1.1.2 Сброс паровой нагрузки проводят при эксплуатационном состоянии защиты: расхаживание РК, СК, 0К, КОС, проверка их плотности, испытание АБ и АСР непосредственно перед опытом не требуется. Тепловая схема блока и турбины эксплуатационная, потребители пара регенеративных и регулируемых отборов подключены к турбине; нагрузка ТГ не менее $0{,}75 \cdot N''_э$, органы парораспределения регулируемых отборов пара частично открыты.

Опыт производят мгновенным закрытием РК турбины посредством запуска БРФ с последующим закрытием СК ключом выключения турбины. Отключение генератора от сети производят блокировкой или вручную после выхода ТГ в «моторный» режим. При отсутствии БРФ опыт выполняют отключением турбины ключом ее останова.

Процессы работы АСР, защиты от разгона и снижения нагрузки ТГ осциллографируют.

С.1.2 Подготовка к сбросу паровой нагрузки

С.1.2.1 Составляют рабочую программу испытаний

С.1.2.2 Собирают схемы осциллографирования нагрузки ТГ, напряжения тока в цепи соленоидов защитных устройств (для фиксации момента отключения турбины), напряжения тока на входе в ЭМП (для фиксации момента начала опыта); положения серводвигателей РК, СК, ПРД (заслонок), ОК сбросных клапанов; электрических сигналов от свободных блок-контактов реле системы сигнализации ККС и КОС при положении «Закрыто»; давлений пара перед турбиной, в линии промперегрева, в камерах регулируемых отборов и другие параметры (в общем случае).

С.1.2.3 Проверяют работу предохранительных клапанов на линиях свежего пара, горячего и холодного промперегрева, в камерах регулируемых отборов пара.

С.1.2.4 Проверяют АВР резервных и аварийных маслонасосов; оценивают (визуально) правильность действия автоматических регуляторов технологических процессов, включение защит и блокировок.

С.1.2.5 Подготавливают специальную схему подачи воздействия длительностью 10 с на дополнительный вход БРФ или схему запуска БРФ и удержания его в этом состоянии в продолжение 10 с, если конструкция ЭМП позволяет ввод сигнала на стол длительное время.

При невозможности длительного включения БРФ, а также при отсутствии ЭГП опыт проводят отключением турбины ключом ее выключения.

С.1.2.6 Выполняют требования правил техники безопасности и противопожарной безопасности и проводят инструктаж персонала.

С.1.2.7 Проверяют работу БРОУ открытием ее клапана от 5 до 10 % и прогревают в течение от 5 до 10 мин при открытом до 3 % клапане (по указателю его положения).

С.1.2.8 Включают ПЭН на рециркуляцию.

С.1.2.9 Переводят собственные электрические нужды блока на питание от резервного трансформатора.

С.1.2.10 Отключают и переводят на сигнал защиты, действующие при закрытии СК на останов блока; защиты по прекращению расхода пара в промежуточном пароперегревателе (если останов блока после опыта не планируют). Выполнение операций отключенных защит поручают при необходимости дежурному персоналу.

С.1.3 Проведение сброса паровой нагрузки

С.1.3.1 Получают разрешение НСС на проведение опыта и корректируют режим блока.

С.1.3.2 Подготавливают рабочий режим осциллографа при скорости кассеты от 40 до 100 мм/с Записывают параметры пара блока и АСР, нагрузку ТГ и одновременно оповещают по поисковой связи о проведении сброса нагрузки с ТГ и необходимости посторонним лицам покинуть опасную для пребывания ячейку блока.

С.1.3.3 Проводят по поисковой связи счет: с 1 до 15 с интервалом между отсчетами 1 с. При счете 2, 3 включают в работу кассету осциллографа, при счете 5 запускают БРФ и прослеживают по ваттметру за сбросом нагрузки ТГ; при счете 10 закрывают СК ключом останова турбины. Если СК, РК, все КОС и ГПЗ закрылись и нагрузка ТГ установилась ниже нуля, отключают ТГ от электросети, если это не выполнит автоматика.

С.1.3.4 Сразу после закрытия РК и СК производят операции по переводу котла на растопочную нагрузку или по его останову.

С.1.3.5 При счете 15 уменьшают скорость кассеты осциллографа до пределов от 25 до 10 м/с; через 30 и 60 с после начала опыта цепь канала нагрузки ТГ на осциллографе прерывают от 1 до 2 с для фиксации на осциллограмме нуля нагрузки ТГ. Кассету осциллографа останавливают через 1,0-1,5 мин хода опыта.

С.1.3.6 При возникновении аварийной ситуации испытание прекращают и действуют в соответствии с эксплуатационными инструкциями.

В частности:

а) при отказе срабатывания какой-либо защиты операцию ее выполняют вручную;

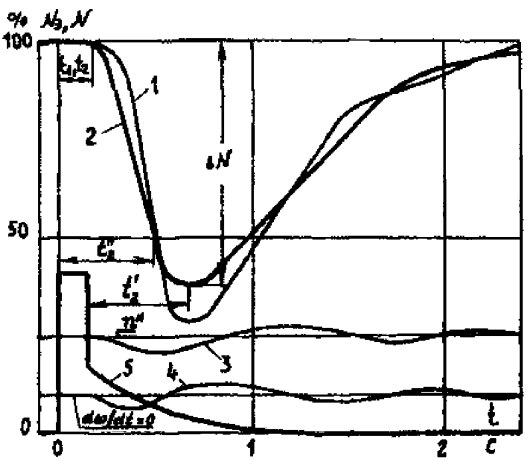
б) при отказе открытия БРОУ подрывают дистанционно предохранительные клапаны на линиях свежего пара;

в) при отключении блока действием защит, а также при отказе открытия или посадки какого-либо предохранительного клапана и неуспешной попытке принудительной его посадки блок останавливают.

С.1.3.7 Восстанавливают проектную схему запуска БРФ.

С.1.4 Обработка осциллограмм испытания защиты сбросом паровой нагрузки

С.1.4.1 Выполняют первичную обработку осциллограмм (см.п.С.3.7.1).



1 - осциллограмма электрической нагрузки ТГ; 2 - диаграмма механической нагрузки ТГ (импульсная диаграмма); 3 -частота вращения ротора; 4 - ускорение ротора

Рисунок С.1 - Импульсная диаграмма турбины:

С.1.4.2 Определяют площадь осциллограммы, ограниченную ординатой t_0 , абсциссой $N_3 = 0$ и кривой 3 (рисунок С.1, осциллограмма нагрузки ТГ). Для удобства расчета разбивают площадь на элементарные площадки ΔS , достаточно близкие по форме к прямоугольнику, трапеции или треугольнику. Так, на рисунке 20 выделены прямоугольник со сторонами $N_э^{нач}$ (в момент t_0) и $t_{0,33}$; треугольник с катетами $N_э^{нач}$ и ($t_{0,89}$ - $t_{0,33}$) трапеция с высотой ($t_{1,00}$ - $t_{0,89}$), прямоугольник со стороной ($t_{1,26}$ - $t_{1,00}$) и треугольник с катетом ($t_к$ - $t_{1,26}$), а также площадь треугольника, заштрихованного горизонтальными линиями с углом при $t_{0,89}$.

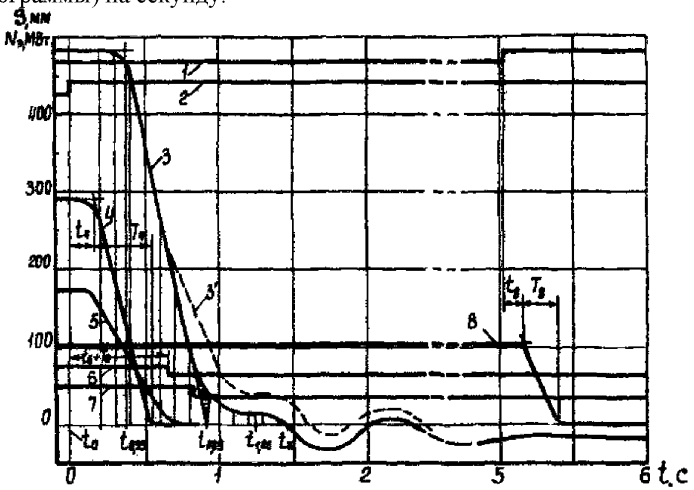
С.1.4.3 Определяют энергию, выработанную ТГ и отданную в электросеть за время от t_0 до $t_к$ (МВт·с), т.е. до момента снижения нагрузки ТГ до нуля (назовем ее опытной энергией пролетного пара):

$$A_{nn} = M \sum_{t_0}^{t_к} P_a^{cp} \times \Delta t = M \sum_{t_0}^{t_к} \Delta S \qquad \text{(С.1)}$$

где М - масштаб записи нагрузки ТГ, МВт/мм осциллографа;

$P_a^n = \frac{P_a^n + P_a^{n-1}}{2}$ - среднее значение ординат нагрузки ТГ на участке осциллограммы, ограниченном временем $\Delta t = t_{n+1} - t_n$, мм (осциллограммы);

ΔS - значения элементарных площадей, выделенных на осциллограмме, мм (осциллограммы) на секунду.



1 - напряжение соленоидов ЗУ; 2 - напряжение (ток) ЭМП; 3 - изменение электрической нагрузки ТГ; 3 - то же при отказе КОС; 4 - ход серводвигателя РКВД: 5 - ход серводвигателей РКСД; 6 и 7 - сигналы закрытия КОС ЧВД и ЧНД соответственно; 8 - ход стопорного клапана.

Рисунок С.2 - Расшифровка осциллограммы мгновенного сброса паровой нагрузки

С.1.4.4 Определяют время запаздывания серводвигателей РК и КОС от момента поступления импульса в ЭМП (t_4 и др.); СК от момента поступления импульса в ЗУ турбины (t_8 и др.), а также время закрытия серводвигателей (T_4, T_8 и др.). Если сброс нагрузки производил-ся отключением турбины ключом ее останова, время запаздывания РК, СК и КОС и снижения нагрузки определяют от момента поступления импульса на ЗУ.

С.1.5 Анализ результатов испытания защиты сбросом паровой нагрузки

С.1.5.1 Определяют приведенную энергию пролетного пара A_{nn}^{np} (МВт.с), соответствующую условиям мгновенного сброса номинальной электрической нагрузки ТГ:

$$A_{nn}^{np} = A_{nn}^{on} \times \frac{N_э^н}{N_э^{on}} \pm (t_з^э - t_з^n) \times N_э^{on} = \left(\frac{A_{nn}^{on}}{N_э^{on}} \pm \Delta t_з\right) \times N_э^н \,, \qquad \text{(С.2)}$$

где $t_з^э$ и $t_з^n$ - время запаздывания закрытия РК при мгновенных сбросах электрической и паровой нагрузки соответственно.

Для приведения A_{nn}^{on} к условиям мгновенного сброса электрической нагрузки ТГ с одновременным включением БРФ принимают $t_з^э$ = 0,07 с, так как момент поступления сигнала в ЭМП опережает момент отключения ТГ от сети на 0,07 с; при сбросе электрической нагрузки без форсирования АСР $t_з^э$ в пределах от 0,15 до 0,35 с. Более точное значение $t_з^э$ выбирают из опыта испытания АСР конкретного типа турбины.

С.1.5.2 Оценивают надежность работы АСР и противоразгонной защиты по следующим факторам:

а) значению работы пролетного пара:

$$A_{nn}^{np} \le A^{пред} \qquad (С.3)$$

где $A^{пред}$ - работа пара, вызывающая повышение частоты вращения ротора ТГ на 9 % сверх номинальной. По A_{nn}^{np} можно определить:

а) значение вероятного максимального повышения частоты вращения ротора при мгновенном сбросе электрической нагрузки;

б) значениям запаздывания и закрытия РК, СК и КОС;

в) характеру изменения нагрузки ТГ в процессе поочередного закрытия РК, КОС и СК. В частности, при неплотном закрытии РКВД и РКСД или ОК регулируемых отборов пара может сохраниться остаточная нагрузка на ТГ (или малая отрицательная нагрузка моторного, режима), которая с закрытием СК резко изменится (остаточная - снизится, отрицательная - возрастет); при неплотной посадке КОС темп снижения нагрузки ТГ в конце и после закрытия РК будет замедленным и может растянуться на несколько секунд (линия 3' на рисунке С.2).

Аналогичную информацию о плотности закрытия РК и КОС получают также из анализа диаграммы импульсной разгрузки (кривая 1 на рисунке С.1), если опыт проведен с импульсом достаточно большой длительности.

С.1.5.3 По результатам анализа заключают о допустимости проведения опытов мгновенным сбросом нагрузки.

С.2 Испытание АСР мгновенным сбросом электрической нагрузки

С.2.1 Цель и условия испытания сбросом электрической нагрузки

С.2.1.1 Целью испытания является проверка способности АСР удерживать частоту вращения ротора ниже уровня настройки срабатывания автомата безопасности при мгновенном сбросе до нуля нагрузки ТГ.

С.2.1.2 Опыты проводят отключением генератора от электросети при работе турбины с номинальными параметрами пара, полностью включенной системой регенерации тепла, при включенной электрической части АСР (БРФ, дифференциатора, электроприставки, ЭЧСР) и при следующих нагрузках:

а) на турбинах конденсационных и с противодавлением - 0,5×$N_э^н$, а затем при нагрузке, соответствующей максимальному расходу пара на турбину;

б) на турбинах с регулируемыми отборами пара:

- 0,5×$N_э^н$, а затем при нагрузке, соответствующей максимальному расходу пара, допускаемому при конденсационном режиме;
- номинальной электрической нагрузке и максимальном расходе пара в первый регулируемый отбор;

- максимальной электрической нагрузке при максимальных расходах свежего пара и пара в регулируемые отборы.

С.2.1.3 Число опытов сбросом электрической нагрузки может изменяться, исходя из конкретных условий и задач испытания. Для некоторых конструкций АСР турбин с регулируемыми отборами пара наиболее тяжелым режимом может быть мгновенный сброс максимальной нагрузки при отключенных отборах пара.

С.2.1.4 Общее техническое руководство испытаниями мгновенным сбросом электрической нагрузки осуществляет главный инженер электростанции или лицо, им уполномоченное, оперативное руководство - НСС в соответствии с рабочей программой.

С.2.2 Подготовка к мгновенному сбросу электрической нагрузки ТГ

С.2.2.1 Готовят рабочую программу

С.2.2.2 Рассматривают и утверждают на техническом совещании при главном инженере электростанции следующие вопросы:

а) мероприятия по технике безопасности, предусмотренные рабочей программой (назначают ответственного за их выполнение);

б) перечень тепловых защит, которые должны быть выведены на время испытаний и включены на сигнал (например, защиты по первому уровню воды в барабане котла, по прекращению расхода питательной воды, по прекращению расхода пара в промежуточном пароперегревателе и др.);

в) способ отключения генератора от сети с условием:

- сохранения возбуждения статора генератора (для работы частотомеров);
- одновременной подачи импульсов на запуск БРФ и КОС;

г) действия дежурного персонала при возможных аварийных ситуациях.

С.2.2.3 Проверяют следующее:

а) плотность закрытия РК и СК;

б) работу АБ при повышении частоты вращения ротора (одновременно сверяют показания всех штатных и контрольных тахометров и частотомеров, фиксируют давление импеллера при частоте вращения ротора 1,025; 1,050; 1,075; $1{,}100 \cdot n^{II}$ и в момент срабатывания АБ);

в) посадку КОС регенеративных отборов пара, если в опыте с мгновенным сбросом паровой нагрузки был зафиксирован их отказ;

г) плотность закрытия обратных клапанов на линиях регулируемых отборов пара;

д) статическую характеристику АСР;

е) включение регуляторов давления регулируемых отборов пара (регулятора противодавления) на холостом ходу турбины при установке МУТ и механизмов управления РД в положения, соответствующие максимальным электрической и тепловой нагрузкам. Выход турбины из-под управления РС при выполнении этой проверки будет свидетельствовать о ненормальной настройке АСР. Если испытание защиты мгновенным сбросом паровой нагрузки по каким-либо причинам не проводилось, выполняют также проверки по пп. С.1.2.3 и С.1.2.4.

В случае неудовлетворительного результата любой из перечисленных проверок испытания откладывают до устранения выявленного недостатка с последующим повторением проверки.

С.2.2.4 Определяют по результатам сверки показаний тахометров с лабораторным частотомером (см. п. С.2.2.3) поправки к показаниям тахометров у турбины и на БЩУ и устанавливают у каждого прибора карту поправок (в крупном масштабе). На манометре давления импеллера наносят метку против деления, соответствующего давлению в момент срабатывания кольца АБ, для дублирования контроля предельного уровня частоты вращения ротора.

С.2.2.5 Собирают схемы осциллографирования параметров пара и параметров АСР, исходя из задач испытания.

С.2.2.6 Готовят режим турбины:

а) выполняют операции согласно пп.С.1.2.6-С.1.2.10;

б) устанавливают режим работы турбины, предусмотренный программой испытаний;

в) прикрывают ГПЗ и задвижки на линиях регулируемых отборов пара до момента начала дросселирования ими пара (где это допускается схемой управления задвижек);

г) проверяют визуально схему включения БРФ и ЭГП, обратив особое внимание на правильную полярность подаваемых сигналов;

д) проверяют выполнение условий, перечисленных в п. С.2.2.2;

е) распределяют между оперативным персоналом ключи управления БРОУ, ГПЗ, задвижками паропроводов регулируемых отборов пара, защитных устройств турбины (дистанционного и непосредственно у турбины), срыва вакуума в конденсаторе (дистанционно и у эжектора), отключения ТГ от сети, корректировки возбуждения генератора, асинхронного перевода собственных нужд блока на генератор и др.; распределяют обязанности по контролю и выполнению операций отключенных защит; расставляют по местам дежурных, контролирующих проход посторонних лиц в опасных зонах турбины (ячейки блока).

С.2.3 Проведение мгновенного сброса электрической нагрузки

С.2.3.1 Выполняют условия, перечисленные в пп.С.1.3.1 и С.1.3.2.

С.2.3.2 Производят по поисковой связи счет с 1 до 15 с интервалом между отсчетами 1 с. При счете 2, 3 включают в работу кассету осциллографа, при счете 5 отключают от электросети генератор и прослеживают процессы снижения нагрузки ТГ, повышения частоты вращения ротора и закрытия РК. Одновременно при счете 6, если нагрузка с ТГ снизилась, открывают БРОУ, закрывают ГПЗ и задвижки отборов (их ключами управления). При подъеме частоты вращения ротора до уровня настройки АБ подают импульс на ЗУ турбины; при дальнейшем подъеме частоты вращения ротора действуют соответственно следующим образом:

Испытания АСР и защиты должны проводиться в строгом соответствии рабочей программе. Кроме технических вопросов в рабочей программе должны содержаться специфические для данного испытания требования ГИБ, ППБ и ПРБ и указаны обязанности всех участников испытаний. В частности, при испытаниях с повышением частоты вращения ротора свыше $1{,}05n^{н}$ должно быть отражено следующее:

а) режим блока перед опытом устанавливают только по распоряжению руководителя испытаний;

б) в ходе опыта не допускают выполнения каких-либо операций, способных

изменить давление пара перед турбиной, в промежуточном пароперегревателе, в камерах регулируемых отборов пара, на выхлопе турбины (воздействие на ГПЗ, ПСБУ, регуляторы пара концевых уплотнений турбины, вентили на линиях дренажей турбины и котла на органы, изменяющие нагрузку котла);

в) контроль повышения частоты вращения ротора в ходе опыта ведут непрерывно все участники испытаний, которые в случае необходимости обязаны самостоятельно воздействовать на защиту и другие органы управления режимом турбины для предотвращения опасного разгона ротора;

г) при опасном не управляемом автоматикой повышении частоты вращения ротора персонал, участвующий в испытаниях самостоятельно:

1) прекращает доступ пара в турбину воздействием дистанционно и по месту на все ее органы управления режимом (МУТ, выключатели и расхаживающие устройства СК, кнопки и ключи останова турбины, ШЗ и задвижки на линиях регулируемых отборов пара и отдельных регенеративных, например, отбора, питающего деаэратор;

2) срывает вакуум в конденсаторе турбины;

3) открывает дистанционным воздействием предохранительные клапаны свежего пара и пара промперегрева, отключает котел (при блочной схеме);

4) отключает НРТ (турбины мощностью 250 МВт и выше с серводвигателями одностороннего действия).

При удержании частоты вращения ротора до уровня настройки срабатывания АБ закрытие ГПЗ и других задвижек прекращают, если схема управления ими позволяет это выполнить (текущее значение быстро изменяющейся частоты вращения ротора оценивают не по электронно-цифровому, а по стрелочному прибору).

С.2.3.3 Контролируют действие защит и блокировок, при их отказе операции выполняют вручную; принимают меры или по удержанию энергоблока на холостом ходу, или по выводу его на останов, действуя по эксплуатационным инструкциям.

С.2.3.4 После выхода ТГ на холостой ход и стабилизации частоты вращения ротора на новом уровне выключают осциллограф из работы (через промежуток от 30 до 60 с после начала опыта) и устанавливают частоту вращения ротора номинальной с помощью МУТ.

С.2.4 Анализ осциллограммы мгновенного сброса электрической нагрузки

С.2.4.1 Производят первичную обработку и первичную расшифровку осциллограммы (см. п. С.2.7.1) и делают заключение о возможности проведения очередного опыта сбросом электрической нагрузки.

С.2.4.2 Обрабатывают осциллограмму (см. также п. С.2.7.2) и определяют из нее следующее:

а) максимальное (динамическое) повышение частоты вращения ротора, %:

$$\Delta n^{\text{макс}} = \frac{n^{\text{макс}} - n^{\text{нач}}}{n^{\text{н}}} \times 100 \qquad \text{(С.4)}$$

где $n^{нач}$ и $n^{макс}$ - частота вращения ротора перед сбросом нагрузки и максимальная в опыте соответственно;

б) статическое повышение частоты вращения ротора, %:

$$\Delta n^{\text{стат}} = \frac{n^{\text{хх}} - n^{\text{нач}}}{n^{\text{н}}} \times 100 \qquad \text{(С.5)}$$

где n^{xx} - частота вращения ротора после выхода турбины на холостой ход (при неизменном положении МУТ); в) время ротора ТГ, с:

$$T_p = \Delta T \times \frac{N_э^{on}}{N_э^{\text{н}}} \times \frac{n^{\text{н}}}{\Delta n} \qquad \text{(С.6)}$$

где ΔT - время повышения частоты вращения ротора на величину Δn при максимальном (в опыте) его ускорении соответственно касательной, проведенной к началу кривой разгона ротора (рисунок С.3; $T_p = 0{,}6 \times \frac{95}{100} \times \frac{50}{2{,}5} = 11{,}4$ с);

$N_э^{on}$ - нагрузка ТГ перед опытом, %;

Δn - выбранный произвольно диапазон повышения частоты вращения ротора, с;

г) пределы колебаний давления рабочей жидкости в линиях АСР (силовой, соединительных, всасывания ГМН и др.); давление ее под поршнем серводвигателя в момент открытия РК при выходе ТГ на холостой ход;

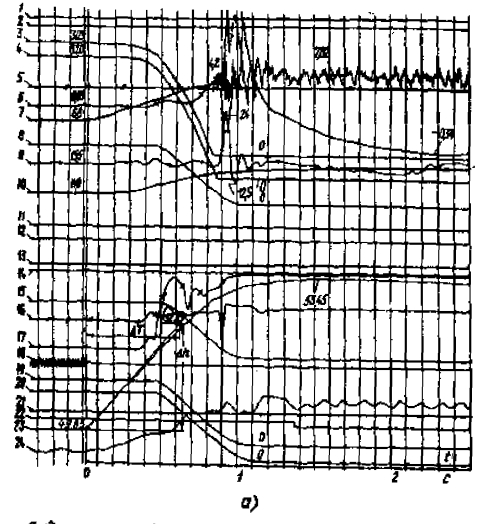
д) качество процесса регулирования при выходе турбины на холостой ход.

Так, согласно осциллограмме рисунка С.3 после отключения генератора от сети (синусоида 18, t = 0) частота вращения ротора 23 и давление импеллера 7 начали возрастать и практически одновременно стал перемещаться ЗРС 24 и снижать давление в линии управления РК 10, В итоге через 0,78 с закрылись главные серводвигатели и через 1,08 с - серводвигатели защитных РК промперегрева. Через 1,5 с частота вращения ротора поднялась от 49,85 до 53,45 с; через 15,5 с снизилась до 51,4 $с^{-1}$ и турбина стала выходить на холостой ход под управлением РК (эта часть осциллограммы на рисунке С.3 не приведена). Таким образом, динамическое повышение частоты вращения ротора достигло 7,2 %, а статическое - 3,13 %.

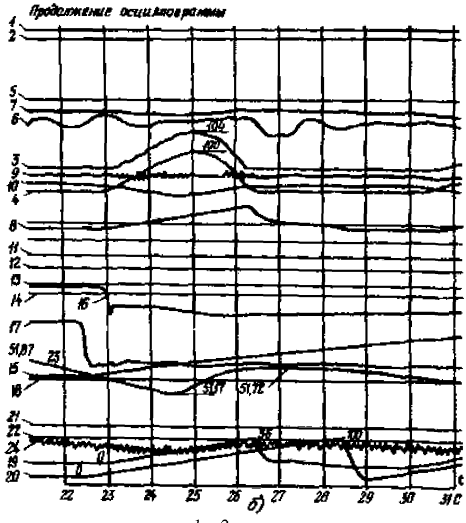
Благодаря относительно большому времени ротора и малой степени нечувствительности АСР динамическое повышение частоты вращения ротора, несмотря на относительно большое время закрытия серводвигателей, оказалось незначительным.

На осциллограмме (см. рисунок С.3) зафиксированы следующие негативные явления:

а) большие колебания давления на стороне всасывания ГМН (кривая 6); которое повышалось от 0,063 до 0,420 МПа (0,63 до 4,20 кгс/см^2) и снижалось на 0,097 МПа (0,97 кгс/см^2), т.е. ниже атмосферного на 0,034 МПа (0,34 кгс/см^2). Последнее может привести к срыву насоса (недостаток устранен реконструкцией линии подвода масла);



а)



б)

1 и 2 -напр

яжение ЗМП и соленоидов в ЗУ соответственно; 3 и 4 - ход серводвигателей РКВД; 5 - ход золотника ЭГП; 6 и 9 - давление в линиях всасывания нагнетания ГМН соответственно; 7 - давление в линии нагнетания импеллера; 8, 15, 19 и 20 - ход серводвигателей РКСД; 10 - давление в линии управления РК; II, 12, 13, 14 - ход серводвигателей СК; 16 и 17 - давление над поршнем серводвигателя РКСД и над мембраной его выключателя соответственно; 18 - ток статора генератора; 21 и 22 - сигналы срабатывания КОС ВД и КОС НД соответственно; 23 – частота вращения ротора; 24 - ход ЗРС

Рисунок С.3 - Осциллограмма мгновенного сброса электрической нагрузки 95% турбогенератора

б) неустойчивость АСР после выхода турбины на холостой ход при высокой частоте вращения ротора. Этот недостаток устраняется увеличением местной неравномерности АСР в зоне холостого хода турбины (при повышенной частоте вращения ротора);

в) неполная компенсация золотника ЭГП по давлению силового масла (в динамике): при колебаниях давления масла возникает кратковременное смещение золотника ЭГП на 50 % полного хода;

г) отказ сигнализации закрытия КОС БД 21, что было установлено дополнительной проверкой положения КОС после сброса нагрузки.

Результаты испытаний позволяют сделать заключение о надежной работе АСР при мгновенном сбросе электрической нагрузки ТГ. Если включить в работу ЭГП по каналу БРФ, максимальное повышение частоты вращения ротора при мгновенном сбросе электрической нагрузки снизится до 6 % (согласно расчету).

С.3 Обработка результатов испытаний АСР

Результаты испытаний представляют в табличной или графической форме, а также в виде осциллограмм. Данные для таблиц и графиков предварительно обрабатывают в следующем объеме:

а) определяют среднее опытное значение параметра (для дублированных опытов);

б) вносят к среднему значению параметра поправку на погрешность прибора (по паспорту поправок) и на его установку (на несовпадение нуля указателя с началом хода исследуемого элемента; на разницу высот точки измерения давления и установки манометра, измеряющего давление жидкости);

в) приводят параметр к номинальным условиям.

С.3.1 Поправки к показаниям расходомеров

К опытным расходам пара вводят следующие поправки на:

а) погрешность вторичного прибора (по протоколу тарировки);

б) отклонение плотности рабочего тела при опытных параметрах γ^{on} от ее расчетного значения $\gamma^{расч.}$:

$$G = G^{on}\sqrt{\frac{\gamma^{on}}{\gamma^{\text{расч}}}}\,, \qquad \text{(С.7)}$$

в) отклонение опытных параметров пара от номинальных:

$$G^{np} = G \times \frac{P^{\text{н}}}{P^{on}} \times \sqrt{\frac{T^{on}}{T^{\text{н}}}}\,, \qquad \text{(С.8)}$$

где G - расход пара опытный или предварительно приведенный.

С.3.2 Поправки к опытной нагрузке ТГ конденсационных турбин

Опытную нагрузку ТГ приводят к номинальным параметрам пара по формуле:

$$N_э^{пр} = A \times \beta_{t_0} \times N_э^{оп} \pm \Delta N_{P_2} \quad (С.9)$$

где $A = \frac{P_o^н}{P_o^{оп}} \sqrt{\frac{T_o^{оп}}{T_o^н}}$ - поправочный коэффициент на приведение расхода пара к номинальным параметрам. При отклонениях $T_o^{оп}$ не более ±5 °С значение корня принимают равным единице;

$\beta_{t_o} = \left(1 + \frac{\alpha_{t_o}}{100} + \frac{\alpha_{t_{пп}}}{100}\right)$ - поправочный коэффициент к мощности на отклонение в опыте температуры свежего пара и пара после промежуточного пароперегревателя от их номинальных значений;

α_{to} и $\alpha_{tпп}$ - берутся по специальным поправочным кривым, выданным заводом-изготовителем или полученным при тепловых испытаниях турбины;

N_{P_2}- поправка на отклонение давление отработавшего пара от номинального (определяется по поправочным кривым).

С.3.3 Поправки к опытной нагрузке турбин с противодавлением

Опытную нагрузку (или расход свежего пара) приводят к номинальным условиям аналогично пп. С.3.1 и С.3.2. При давлении свежего пара 3,5 МПа (35 кгс/см^2) и ниже учитывают влияние противодавления на мощность ТГ (расход пара) в коэффициенте A по формуле:

$$A = \sqrt{\frac{(P_0^н)^2 - (P_2^н)^2}{(P_0^{оп})^2 - (P_2^{оп})^2}} \times \sqrt{\frac{T_0^{оп}}{T_0^н}} = K \times \sqrt{\frac{T_0^{оп}}{T_0^н}} \quad (С.10)$$

С.3.4 Поправки к опытным параметрам турбин с регулируемыми отборами пара

Результаты испытаний АСР турбин с регулируемыми отборами пара к номинальным условиям не приводят ввиду сложности этой операции, поэтому испытания АСР этого типа турбин проводят при условии отклонения давления свежего пара от номинального не более (±1,5) %.

Обработку параметров ведут согласно п. С.3.1, *а), б)*.

С.3.5 Приведение давления пара за РК и по ступеням турбины к номинальным условиям

Опытное давление пара за РК приводят по формуле:

$$P_{кл}^{пр} = P_{кл}^{оп} \times \frac{P_0^н}{P_0^{оп}} \quad (С.11)$$

Опытное давление пара по ступеням проточной части P_x конденсационной турбины и отработавшего пара определяют по формулам:

$$P_x^{пр} = A \times P_x^{оп} \quad (С.12)$$

$$P_2^{пр} = A \times P_2^{оп} \quad (С.13)$$

Давление пара по ступеням проточной части турбины с противодавлением определяют по формуле:

$$P_{кл}^{пр} = \sqrt{(K \times P_x^{оп})^2 - (K \times P_2^{оп})^2 + (P_2^н)^2} \quad (С.14)$$

где K - коэффициент формулы, приведенной в п. С.3.4.

С.3.6 Обработка и анализ осциллограмм процессов АСР

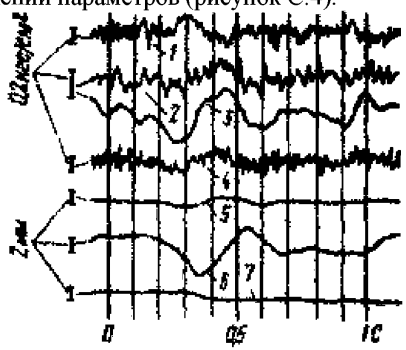
С.3.6.1 Первичную расшифровку и анализ осциллограмм производят сразу после их проявления: определяют времена запаздывания и закрытия серводвигателей РК и КОС и значения максимальных отклонений параметров (электрической нагрузки ТГ, частоты вращения ротора, давления свежего пара и пара в регулируемых отборах; давления рабочей жидкости в силовой линии, под поршнем серводвигателя во время открытия РК и др.) и на основе этих данных оценивают качество работы АСР и допустимость проведения очередного опыта; выясняют необходимость корректировки объемов информации, схемы осциллографирования, а также расположения на поле осциллограммы изображений параметров, их масштабов.

С.3.6.2 Окончательную обработку осциллограмм производят одним из трех способов:

- нанесением шкалы времени непосредственно на осциллограмме по отметкам времени осциллографа, принимая за нуль момент поступления в АСР возмущающего сигнала (начало опыта), а также значений параметров (перед опытом и в характерных точках процесса, в том числе максимальных их отклонений, см. рисунок С.3);

- построением графиков (в функции времени) по результатам расшифровки осциллограммы (см. рисунок С.2);

- нанесением на осциллограммы масштабов изображений и при необходимости начальных значений параметров (рисунок С.4).



1 - давление в линии нагнетания ГМН; 2 и 3 - давление в линии всасывания ГМН и импеллера соответственно; 4 - давление в линии нагнетания импеллера; 5 - движение ЗРС; 6,7 - движения отсечного золотника и серводвигателя РКВД соответственно

Рисунок С.4 - Осциллограмма пульсации давлений, золотников и серводвигателей (до наладки АСР):

При обработке осциллограмм первым способом изображения отдельных параметров метят при необходимости отличительными знаками.

При обработке вторым способом на графике размещают ряд функционально связанных параметров так, чтобы анализ процесса максимально упрощался. Это достигается выбором оптимальных масштабов шкал параметров, рациональным расположением их относительно поля графика, нанесением на график минимума

необходимых для анализа параметров и отличительной пометкой отдельных линий.

Обработка первым и вторым способами позволяет сохранить натуральный вид осциллограммы со всеми мелкими деталями процесса, что в ряде случаев является важным.

С.3.6.3 Изображение параметра расшифровывают в следующем порядке:

а) составляют таблицу текущих отклонений изображения параметра от его начального или конечного состояния. За базу для отсчета отклонения изображения параметров принимают линейные участки осциллограмм (СК, ЗУ, ток ЭМП и др.) или специальную запись свободного (от импульса) шлейфа;

б) определяют по масштабу значение отклонения параметра в опыте и вносят ее в таблицу;

в) суммируют значения отклонений параметра с начальным (или конечным) значением его и находят текущее его значение.

С.3.6.4 Анализируют результаты осциллографирования аналогично изложенному в разд.С.1.5 и С.2.4.

Библиография

[1] ПБ 03-576-03 Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. Утв. Постановлением Госгортехнадзора России от 11.06.03 №91; Зарегистрированы Минюстом России 19.06.03, регистр.№ 4776

обозначение стандарта

УДК _____ ОКС _____ ОКП _____
код продукции

Ключевые слова: ПАРОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ПАРОТУРБИННЫЙ АГРЕГАТ, ТУРБИНА, ТЕПЛОВАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ, ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ, НОРМЫ, ТРЕБОВАНИЯ.

Руководитель организации-разработчика

Филиал ОАО «Инженерный центр ЕЭС»-«Фирма ОРГРЭС"
наименование организации

Главный инженер	_____	В.С. Невзгодин
должность	личная подпись	инициалы, фамилия

Руководитель разработки

/Начальник ЦИТО	_____	А.Н. Кобзов
должность	личная подпись	инициалы, фамилия

Исполнители:

Бригадный инженер	_____	В.М. Бобров
должность	личная подпись	инициалы, фамилия

gost.e-ecolog.ru