

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ**

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

На правах рукописи

Кислицина Екатерина Юрьевна

«Разработка теплообменной установки и ее тепловой расчет для повышения эффективности работы вакуум – системы конденсатора паровой турбины мощностью 300 МВт Ново – Ангренской ТЭС»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание степени магистра по специальности:

5А310104 – «Промышленная теплоэнергетика»

Научный руководитель:

проф. Мухиддинов Д.Н.

Заведующей кафедры:

к.т.н., доц. Ташбаев Н.Т.

Ташкент –2016

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы: В современном мире проблемы энергосбережения при использовании топливно-энергетических ресурсов приобрели особую актуальность, что обусловлена сокращением запасов традиционных топливно-энергетических ресурсов и обострением экологических нагрузок в окружающую среду. В настоящее время в мире 20% потребляемой энергии производится за счет нетрадиционных источников энергии и до 60% всего добываемого органического топлива расходуется на нужды тепловых электростанций и систем теплоснабжения.

Концепция АК «Узбекэнерго» по развитию и технического рационального использования топливно-энергетических ресурсов на современном этапе развития Узбекистана является одной из важнейших задач, от успешного решения которых зависят темпы экономического развития стран и благосостояния ее жителей. Решение данной задачи – снижение удельной энергоемкости валового внутреннего продукта в Узбекистане, способных обеспечить повышение эффективности использования энергии во всех отраслях народного хозяйства.

Для этого, Указом Президента Республики Узбекистан «Об углублении экономических реформ в энергетике Республики Узбекистан» (2015 г) поставлена задача обеспечения энергетической независимости и безопасности, повышения энергетической эффективности и снижение вредного воздействия энергетики на окружающую среду, а также намечены основные направления экономии энергетических ресурсов в энергетике республики [1; с.1-2].

Приоритетными направлениями развития энергетики являются повышение энергоэффективности, надежности и экологичности генерирующих производств, перевооружению оборудования тепловых электростанций, предусматривает наряду со строительством новых

генерирующих объектов с применением передовых парогазовых технологий совершенствование оборудования и режимов работы действующего оборудования ТЭС.

Основным резервом тепловой экономичности (ТЭ) на ТЭС является повышение эффективности работы конденсационных устройств, с наиболее полным использованием теплоты отработавшего пара для получения электрической энергии при ограниченных объемах охлаждающей воды, что является **актуальной научно-технической задачей**.

Объектом исследования является конденсаторная система паровой турбины К-300-240 ЛМЗ блока №2 Ново-Ангренской ТЭС

Цель и задачи работы является разработка новой системы углубления вакуума в конденсаторе блока №2 Ново-Ангренской ТЭС.

Научная новизна работы:

1. Проведен анализ современного состояния и перспектив использования новой системы углубления вакуума в конденсаторе блока №2 Ново-Ангренской ТЭС с водоструйной эжекторной установки;

2. Разработаны схемные решения реализации новой технологии с применением теплообменного аппарата в замкнутой схеме водоструйной эжекторной установки, в системе охлаждения конденсатора паровой турбины

Практические результаты заключаются в следующем:

1. Разработаны замкнутой схемы с применением теплообменного аппарата водоструйной эжекторной установки, с высокой эффективности параметров вакуума в системе охлаждения конденсатора паровой турбины.

2. Применение дополнительного теплообменного аппарата водоструйной эжекторной установки позволяет решать актуальные задачи эффективного использования новой системы вакуума, позволяющая повысить энергоэффективности работы ТЭС.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на научных конференциях и семинарах Ташкентского государственного технического университета, Каршинского инженерно-экономического института (2014÷2016г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 3 статьи в журналах и в сборнике трудов конференции.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложений. Основная часть изложена на _____ страницах, содержит _____ рисунков и таблиц. Список использованной литературы включает 12 наименований, в том числе _____ иностранных источников.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

§1.1. Назначение и состав конденсационной установки паровой турбины

Основным назначением конденсационной установки паротурбинного агрегата является конденсация отработавшего пара турбины и обеспечение за последней ступенью при номинальных условиях давления пара не выше расчетного, определенного исходя из технико-экономических соображений. Среднее давление отработавшего пара p_2 для принятых при проектировании конденсатора номинальных условий (расхода пара в конденсатор, температуры и расхода охлаждающей воды; составляет обычно 3,5 - 6 кПа (0,035 - 0,060 кгс/см²). Поскольку оно значительно ниже атмосферного (барометрического) давления, ему отвечает разрежение в паровом пространстве конденсатора. В отличие от номинальных значений параметров свежего пара перед турбиной давление отработавшего пара p_2 не может поддерживаться в эксплуатации на определенном заданном уровне, а заметно изменяется в зависимости от режимных условий. Его значения, отвечающие различным условиям работы конденсационной установки при удовлетворительном ее состоянии, определяются по тепловым нагрузкам.

Помимо поддержания давления отработавшего пара на требуемой для экономичной работы турбоагрегата, конденсационная установка должна также обеспечивать:

- сохранение конденсата отработавшего пара, используемого в системе питания парового котла, и его качество, соответствующее после смешения с водой, поступающими в конденсатор извне, требованиям ПТЭ (ограничение в допустимых пределах содержания в нем кислорода, растворенных солей и продуктов коррозии);

- предотвращение переохлаждения конденсата на выходе из конденсатора по отношению к температуре насыщения отработавшего пара, приводящего к потере теплоты;

- прием при нормальной работе, а также при пусках и остановках энергоблока предусмотренных его тепловой схемой сбросов в конденсатор (непосредственно через паросбросные устройства, расширители или БРУ-К) пара, горячих дренажей из других аппаратов и добавочной воды для системы питания парового котла.

Применяющиеся одно- или многокорпусные поверхностные конденсаторы с водяным охлаждением, как правило, представляют собой горизонтальные кожухотрубные теплообменные аппараты, в которых на наружной поверхности трубок конденсируется отработавший пар, поступающий из турбины, а внутри трубок протекает охлаждающая вода, отводящая теплоту конденсата пара. Образовавшийся на трубках конденсат стекает из трубного пучка на днище корпуса и затем в конденсатосборники, из которых он удаляется конденсатными насосами. На рис. 1.1 приведена принципиальная схема, конденсационной установки. Пар, поступающий в конденсатор, содержит обычно примесь неконденсирующихся газов, в основном воздуха, проникающего через неплотности в вакуумной системе турбоагрегата. Для поддержания разрежения в паровом пространстве конденсатора неконденсирующиеся газы должны постоянно удаляться. Это осуществляется с помощью воздушных насосов, паро- или водоструйных эжекторов или роторных вакуум-насосов, например, водокольцевых, отсасывающих из конденсатора неконденсирующиеся газы (воздух) с остаточным содержанием пара, сжимающих паровоздушную смесь и выбрасывающих ее в атмосферу. При некоторых режимах работы энергоблоков осуществляется сброс свежего пара в конденсатор помимо турбины через приемно-сбросные устройства, в которых пар дросселируется и охлаждается.

Охлаждающая вода подается в конденсатор по напорным трубопроводам циркуляционными насосами, связывающие конденсационную установку с системой технического водоснабжения, которая в зависимости от местных условий выполняется прямоточной или оборотной. При прямоточной системе водоснабжения вода забирается из естественного источника (реки, озера, моря) и после однократного ее использования сбрасывается в тот же источник, а при оборотной - поступает после конденсатора в водоохлаждающее устройство (градирню, брызгальный бассейн или водохранилище-охладитель); где отдает воспринятую в конденсаторе теплоту наружному воздуху, после чего вновь используется для охлаждения конденсатора.

При прямоточной системе водоснабжения или оборотной с водохранилищем-охладителем охлаждающая вода поступает в водоприемное устройство, в котором установлены очистные решетки и сетки, и которое объединено большей частью с береговой насосной или соединено с приемными колодцами насосов самотечными водоводами. При оборотной системе водоснабжения с градирнями или брызгальным бассейном вода поступает в циркуляционные насосы из водосборных резервуаров градирен или из бассейна и подается циркуляционными насосами в конденсаторы с давлением, достаточным для подъема подогретой воды из конденсатора на отметку водораспределительного устройства градирен или для обеспечения достаточного давления воды перед соплами брызгального бассейна.

Для уменьшения затраты электроэнергии на циркуляционные насосы (при прямоточном водоснабжении или оборотном с водохранилищем-охладителем) на сбросе воды из конденсатора используется обычно сифон, а из сифонного колодца вода сбрасывается, как правило, самотеком по открытому каналу. Сброс теплой воды производится ниже водозабора на расстоянии, исключающем ее попадание в водоприемное устройство. В месте сброса воды устраивается участок канала с большим уклоном-быстроток.

Пар и охлаждающая вода в конденсаторе могут находиться в непосредственном контакте и в процессе конденсации пара смешиваться друг с другом. Такие конденсаторы называются смешивающими или контактного типа.

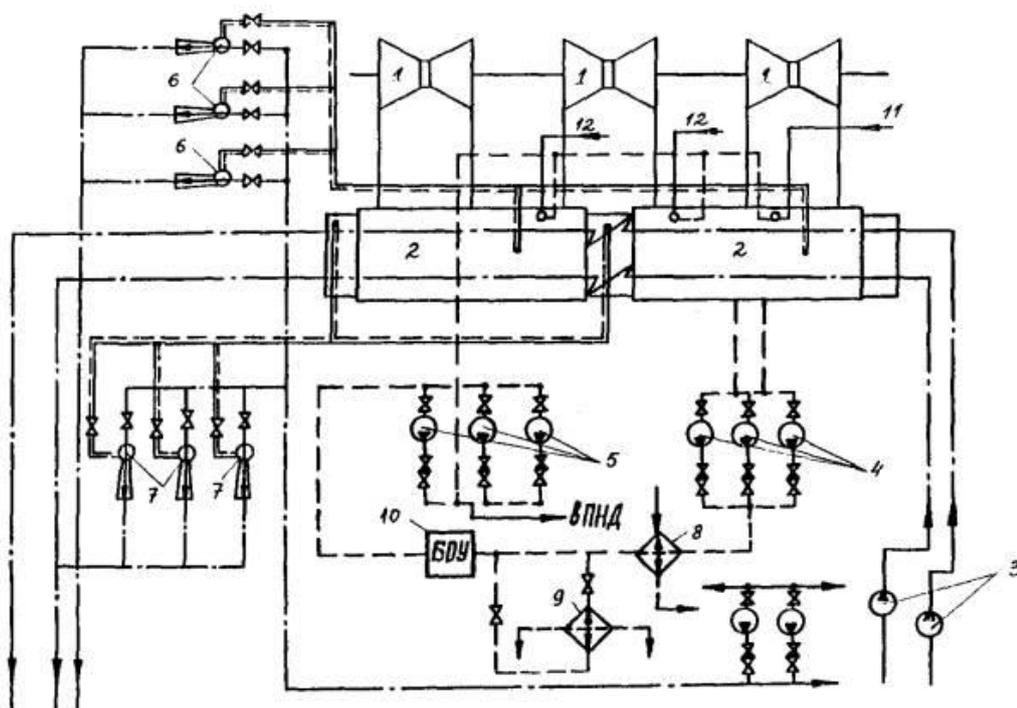


Рис. 1.1. Принципиальная схема конденсационной установки турбины К-300-240 ЛМЗ: 1 - ЦНД; 2 - конденсатор; 3 - циркуляционные насосы; 4, 5 - конденсатные насосы первого и второго подъема; 6- основные эжекторы; 7 - эжекторы циркуляционной системы; 8 - охладитель пара лабиринтовых уплотнений; 9- охладитель дренажа подогревателя сетевой воды; 10 - блочная обессоливающая установка; 11, 12 - приемно-сбросное устройство пара промперегрева и БРОУ;

- пар; - охлаждающая вода; - конденсат; -паровоздушная смесь

Если пар и охлаждающая вода в конденсаторе разделены между собой твердой поверхностью теплообмена, на которой и происходит конденсация пара, то такие конденсаторы называются поверхностными. Направление теплового потока в поверхности теплообмена таких конденсаторов остается постоянным, поэтому они являются теплообменными аппаратами рекуперативного типа.

В паротурбинных установках почти исключительное распространение получили поверхностные конденсаторы подвального типа. Конструктивная схема такого конденсатора приведена на рис. 1.2. к корпусу конденсатора 1 присоединены (чаще всего с помощью сварки, иногда с помощью фланцевого соединения) основные трубные доски 2, в отверстиях которых закреплены трубки 3, образующие охлаждаемую поверхность теплообмена конденсатора. К внешним поверхностям трубных досок крепятся передняя 4 и задняя 5 (поворотная) водяные камеры. Передняя водяная камера с помощью перегородки 6 разделена на два отсека для организации тока воды через конденсатор в два хода. Под ходом в данном случае понимается течение воды без изменения направления движения. В общем случае выбор числа ходов (и соответствующего количества перегородок в водяных камерах) конденсатора определяется оптимальными значениями скоростей воды, гидродинамическим сопротивлением аппарата, компоновкой турбоустановки в целом и рядом других факторов. Охлаждающая вода через патрубок 7 поступает в нижний отсек, проходит по трубкам нижней половины конденсатора, поворачивается на 180° в камере 5, проходит по трубкам верхней половины конденсатора и из верхнего отсека (верхней его части) передней водяной камеры 4 через патрубок 8 удаляется из конденсатора.

Охлаждающая вода через патрубок 7 поступает в нижний отсек, проходит по трубкам нижней половины конденсатора, поворачивается на 180° в камере 5, проходит по трубкам верхней половины конденсатора и из верхнего отсека (верхней его части) передней водяной камеры 4 через патрубок 8 удаляется из конденсатора. По такой схеме (двухходовой) выполнено большинство конденсаторов современных паровых турбин. Имеются, однако, и конденсаторы с большим и меньшим числом ходов.

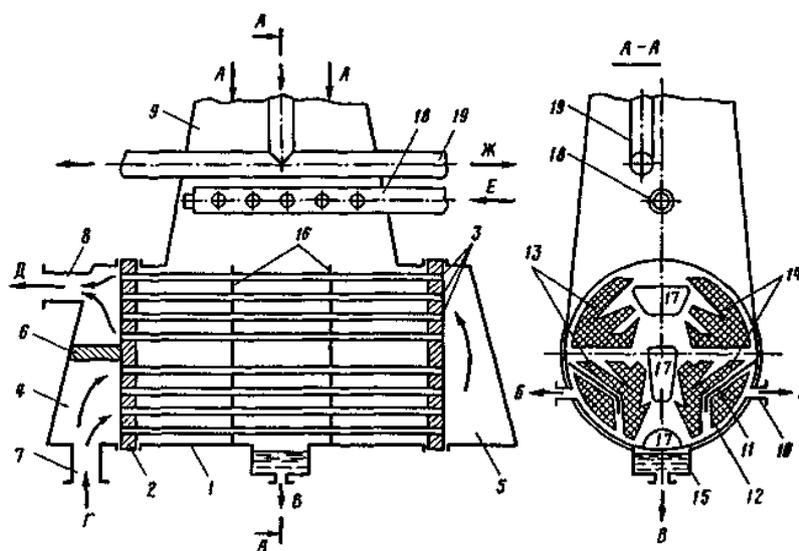


Рис. 1.3. Схема поверхностного конденсатора:

1 — корпус; 2 — трубные доски; 3 — трубы; 4 — передняя водяная камера; 5 — задняя (поворотная) водяная камера; 6 — перегородка водяной камеры; 7 — патрубок подвода циркуляционной воды; 8 — патрубок выхода циркуляционной воды; 9 — переходный патрубок (горловина) конденсатора; 10 — патрубок отсоса паровоздушной смеси; 11 — паровые щиты; 12 — воздухоохладитель; 13, 14 — первый и второй потоки воды соответственно; 15 — конденсатосборник; 16 — промежуточные перегородки; 17 — окна в промежуточных перегородках; 18 — сбросное устройство для пара; 19 — трубы выхода пара из камер отбора ЦНД; А — вход пара в конденсатор; В — отсос паровоздушной смеси; В — отвод конденсата; Г — вход охлаждающей воды; Д — выход охлаждающей воды; Е — сброс пара из котла (парогенератора); Ж — выход пара из отборов ЦНД компоновкой турбоустановки в целом и рядом других факторов.

Варианты включения: *a1* и *a2* — с двухкорпусным конденсатором, поперечно расположенным относительно оси турбогенератора; *a1* — с Принципиальные схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде представлены на рис. 1.3 с параллельным включением корпусов; *a2* — с последовательным включением корпусов по воде. Эти варианты включения наиболее часто применяются в ПТУ мощностью до 300 МВт. В турбоустановках большей единичной мощности широкое распространение

получили схемы с аксиальным расположением конденсаторов (параллельно или вдоль оси паровой турбины; варианты б, в). В этих схемах также возможно как параллельное (б1), так и последовательное (б2, в2) включение корпусов с параллельным (б1, б3, в2) или встречным (б2, в1) движением охлаждающей воды. Встречное движение воды обеспечивает более равномерное распределение паровой нагрузки между корпусами конденсаторов.

Аксиальная компоновка имеет дополнительное преимущество в том, что позволяет разделить конденсатор на секции с различным давлением пара (секционированные конденсаторы). По данным, относительный прирост КПД паротурбинной установки К-1000-60/3000 при температуре воды на входе в конденсатор 15 °С при номинальных расходах воды и пара и разделении конденсатора на две секции составляет 0,25%. С повышением температуры и уменьшением расхода охлаждающей воды прирост КПД этой ПТУ от секционирования конденсаторов увеличивается до 0,7%. Однако увеличение числа секций более трех нецелесообразно, так как они к дальнейшему повышению КПД цикла не приводят.

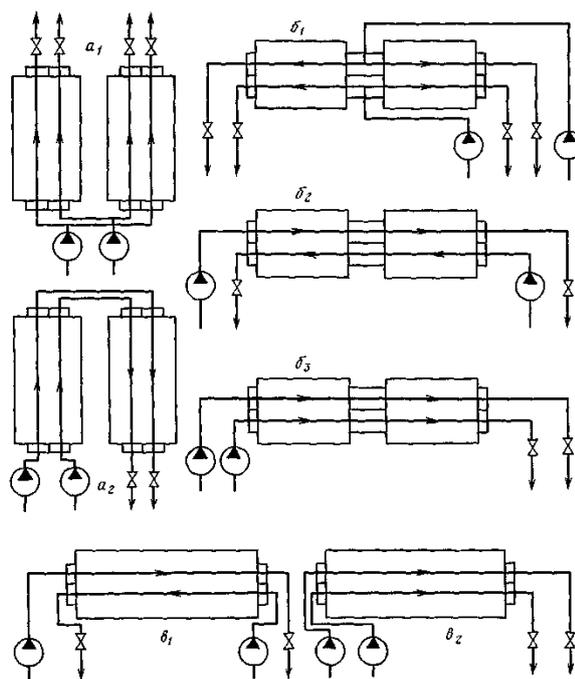


Рис. 1.3. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде.

§1.2. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Конденсация отработавшего в турбине пара, содержащего примесь неконденсирующихся газов, сопровождается как конвективной теплоотдачей, так и массо-отдачей переносом пара к поверхности трубок и выделением при этом теплоты фазового перехода. Отданная паром при его конденсации теплота передается через стенку трубок охлаждающей воде. Условия тепло-массообмена в конденсаторах определяются тем, что пар конденсируется из паровоздушной смеси при вакууме, причем степень конденсации пара превосходит 99,9 %. Вследствие того, что по мере конденсации пара скорость паровоздушной смеси уменьшается, а концентрация в ней воздуха растет, локальные значения поверхностной плотности теплового потока, а соответственно, и плотности поперечного потока массы (конденсирующегося пара) сильно изменяются по пути движения пара (паровоздушной смеси) в трубном пучке конденсатора. Неоднородность распределения плотностей теплового потока в трубном пучке увеличивается еще из-за неравномерности распределения поступающего пара по периметру трубного пучка или отдельных его модулей и влияния конденсата, стекающего в пучке с верхних рядов трубок на нижние.

Между работой конденсатора и воздушного насоса существует тесная взаимная связь, проявляющаяся при всех режимах работы конденсационной установки. Любое изменение режима работы конденсатора вызывает изменение температуры, отсасываемой из него паровоздушной смеси $t_{см}$ и, как следствие этого, изменение давления на стороне всасывания воздушного насоса и давления в конденсаторе.

Из всех параметров, определяющих в условиях эксплуатации экономичность паротурбинных установок, наибольшее влияние оказывает

давление отработавшего пара. При повышении давления в конденсаторе из-за увеличения температуры охлаждающей воды или неудовлетворительной работы конденсационного устройства уменьшается располагаемый тепловой перепад в турбине, что приводит к снижению термического КПД цикла. Однако снижение КПД цикла становится несколько меньшим вследствие того, что при повышении давления за рабочими лопатками последней ступени уменьшается при заданном массовом расходе отработавшего пара его выходная скорость за последней ступенью, что ведет к некоторому увеличению внутреннего относительного КПД турбины. Противоположно направленное влияние двух указанных факторов учитывается в полной мере при определении экспериментальным путем кривой поправок к мощности турбины на противодавление в конденсаторе. В результате испытаний вводят поправку, показывающую изменение электрической мощности турбоустановки в зависимости от противодавления или давления в конденсаторе p_2 при различных расходах отработавшего пара.

В определенном диапазоне изменения давления отработавшего пара зависимость мощности турбины от p_2 при заданном расходе пара D_2 имеет прямолинейный характер; изменение мощности при изменении давления в конденсаторе в указанном диапазоне изменения давления оказывается для данного типа турбины величиной практически постоянной.

Например, изменение p_2 на 1 кПа ($0,01 \text{ кгс/см}^2$) ($\sim 1 \%$ вакуума) приводит к изменению мощности турбины ТЭС с начальным давлением пара 13 - 24 МПа ($130 - 240 \text{ кгс/см}^2$) и перегревом пара примерно на 0,8 - 0,9 % номинальной мощности. Так, для турбин, работающих на насыщенном паре, с частотой вращения 3000 об/мин, на прямолинейном участке зависимости мощности от давления в конденсаторе при изменении последнего на ± 1 кПа ($\sim 0,01 \text{ кгс/см}^2$) развиваемая турбоагрегатом мощность изменяется примерно на 1,8 % номинальной мощности турбоагрегата.

К-300-240 ЛМЗ при изменении давления в конденсаторе на ± 1 кПа ($0,01$ кгс/см²) в конденсаторе: изменение мощности доходит до 276,0 МВт, а изменение удельного расхода теплоты при номинальной нагрузке турбоагрегата равна 1,11 % (\pm).

§1.3. Конструкции современных конденсаторов

Рассмотрим некоторые принципиальные решения, заложенные конструкторами в конденсаторы этих турбин. Все конденсаторы турбин ТЭС и ТЭЦ на органическом топливе выполняются в подвальном исполнении, т.е. устанавливаются непосредственно под ЦНД турбины. В зависимости от мощности турбины, числа выхлопов из нее пара и общей компоновки турбоагрегата применяются одно- и многокорпусные конденсаторы. Среди мощных турбин ТЭС однокорпусные конденсаторы имеют турбины К-160-130 ХТЗ (два выхлопа) и К-300-240 ЛМЗ и ХТЗ (три выхлопа). Турбины К-100-90 и К-200-130 ЛМЗ имеют два корпуса (по одному на каждый выхлоп), а турбина К-500-240 ХТЗ также два корпуса, но каждый из них обслуживает двухпоточный ЦНД. Все эти конденсаторы имеют два хода охлаждающей воды и поперечное расположение корпусов относительно оси турбины. Конденсаторы турбин К-300-240 и К-160-130 по охлаждающей воде двухпоточные, имеют в водяных камерах вертикальные перегородки, позволяющие отключать по воде одну из половин конденсатора при работе турбины с соответственно пониженной нагрузкой для отыскания и отглушения поврежденных трубок или очистки трубок в отключенной половине. Возможен также вариант не остановки, а лишь разгрузки турбины в пределах, определяющихся допустимой температурой отработавшего пара при аварийном выходе из строя одного из блочных циркуляционных насосов. Большинство остальных указанных выше конденсаторов (для турбин мощностью 50—300 МВт) имеют по два параллельно включенных по

охлаждающей воде корпуса, паровые пространства которых соединены между собой перепускными патрубками, что позволяет отключать по воде один из корпусов при работе турбины. Турбины ЛМЗ мощностью 500, 800 и 1200 МВт имеют одноходовые конденсаторы с аксиальным расположением корпусов (вдоль оси турбины). Аксиальные одноходовые конденсаторы имеют или два последовательно включенных по воде (через общую промежуточную водяную камеру) двухпо-точных корпуса (турбины К-500-240 и К-800-240), или две параллельные группы по два последовательно включенных однопоточных корпуса (К-1200-240). Применение в данном случае аксиальных конденсаторов упрощает схему и облегчает размещение циркуляционных водоводов. Последовательное включение корпусов аксиальных конденсаторов позволило ограничить длину применяемых трубок и достаточно просто осуществить секционирование аппаратов. В этих конденсаторах предусмотрена двухступенчатая конденсация отработавшего пара, при которой давление его в первом корпусе по ходу охлаждающей воды ниже, чем во втором корпусе, в который поступает вода, подогретая в первом корпусе.

Конденсаторы теплофикационных турбин отличаются от применяющихся для конденсационных турбин наличием, наряду с основным, встроенного трубного пучка со своими водяными камерами и независимыми подводами и отводами охлаждающей воды.

Конденсаторы быстроходных турбин К-220-44, К-500-65 и К-750-65 (3000 1/мин) АЭС — подвальные, двухходовые по охлаждающей воде с поперечным расположением однопоточных корпусов. Турбина К-220-44 имеет по одному корпусу конденсатора на каждый из двух двухпоточных ЦНД. Боковые конденсаторы у турбины К-500-60/1500 имеют по одному, а у турбины К-1000-60/1500-1 по три последовательно соединенных по охлаждающей воде корпуса с каждой стороны турбины, отработавший пар

поступает в конденсаторы, как из нижней, так и из верхней половины корпуса ЦНД.

В отличие от подвальных конденсаторов, перегородки в водяных камерах, разделяющие два потока воды, у этих конденсаторов горизонтальные. Применение боковых конденсаторов позволило упростить конструкцию ЦНД и фундамент турбины, а также облегчило размещение контурных конденсаторов. Рассмотрим некоторые типичные конструкции поверхностных конденсаторов, изготавливаемых отечественными турбинными заводами. На рисунке 1.4 показан общий вид конденсатора 300-КЦС-1 (3) турбины К-300-240 ЛМЗ.

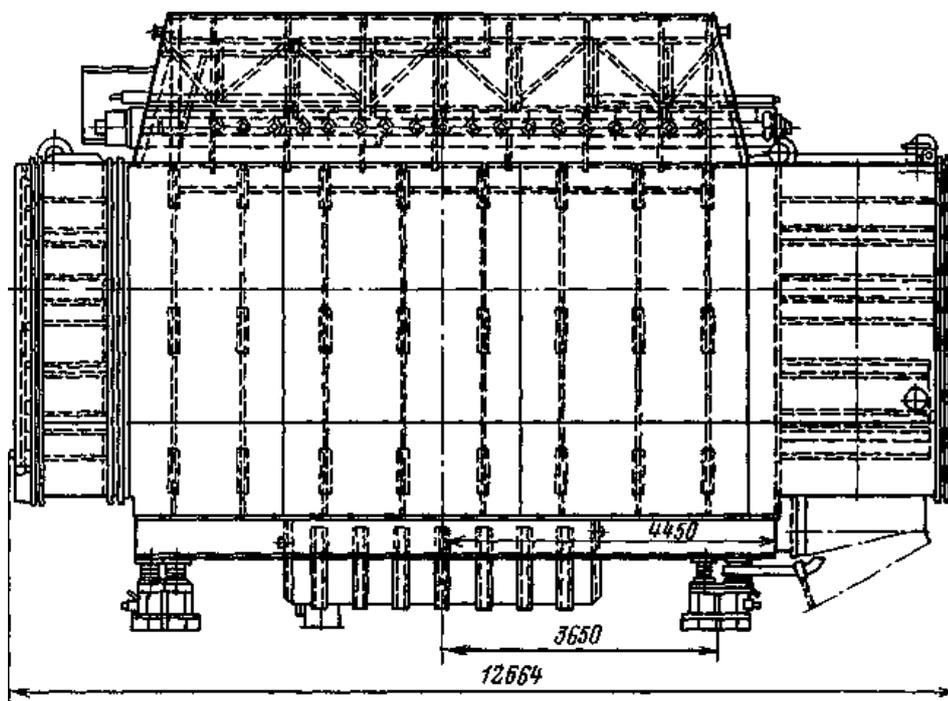


Рис. 1.4. Общий вид конденсатора 300-КЦС-1 (3)
турбины К-300-240 ЛМЗ.

Трубный пучок имеет ленточную компоновку с вертикальным расположением петель ленты, обеспечен широкий фронт натекания пара. Воздухоохладитель выделен в нижней части пучка, отсос боковой. Охлаждающие трубки завальцованы в трубные доски толщиной 28 мм и уплотнены после этого битумом или специальным резиновым покрытием. Корпус конденсатора практически прямоугольной формы сваривается при

монтаже из шестнадцати отдельных блоков. Конденсатор выполнен двухходовым с двумя отдельными потоками циркуляционной воды. Для этого каждая из передних водяных камер разделена вертикальной перегородкой. Подвод циркуляционной воды выполнен во внешние части корпуса, в зону, где расположен воздухоохладитель. Крышки водяных камер и трубные доски скреплены анкерными связями. Конденсатор имеет два деаэрационных конденсатосборника. Для подогрева в них конденсата используется пар из шестого отбора турбины. Конденсатор оборудован солевыми отсеками для обнаружения и улавливания конденсата, загрязненного присосами циркуляционной воды, отсеки расположены между основными трубными досками и ближайшими к ним промежуточными перегородками. На основе периодически проводимого химического анализа воды из солевых отсеков делается заключение о герметичности вальцовочного соединения труб конденсатора. В горловине конденсатора установлен ряд вспомогательных устройств, необходимых для работы ПТУ. Два пускосбросных устройства служат для сброса пара в конденсатор при пусках и остановках турбины. Каждое из устройств представляет собой трубу 600 мм с большим количеством отверстий, проходя через которые, пар снижает свое давление, и внутри трубы помещена вторая труба 150 мм, из которой через большое количество мелких сверлений распыливается конденсат, подаваемый из напорной линии конденсатных насосов. Этим достигается охлаждение сбрасываемого во внешнюю трубу пара. По двум трубопроводам, установленным в горловине, подводится обессоленная вода для подпитки водяного контура турбоустановки, деаэрация этого потока воды производится в конденсаторе. Через горловину конденсатора проходят и трубопроводы последних отборов ЦНД, из которых пар поступает в подогреватели регенеративной системы подогрева питательной воды. На рисунке 1.5 общий вид конденсатора 300-КЦС-1 (3) ЛМЗ.

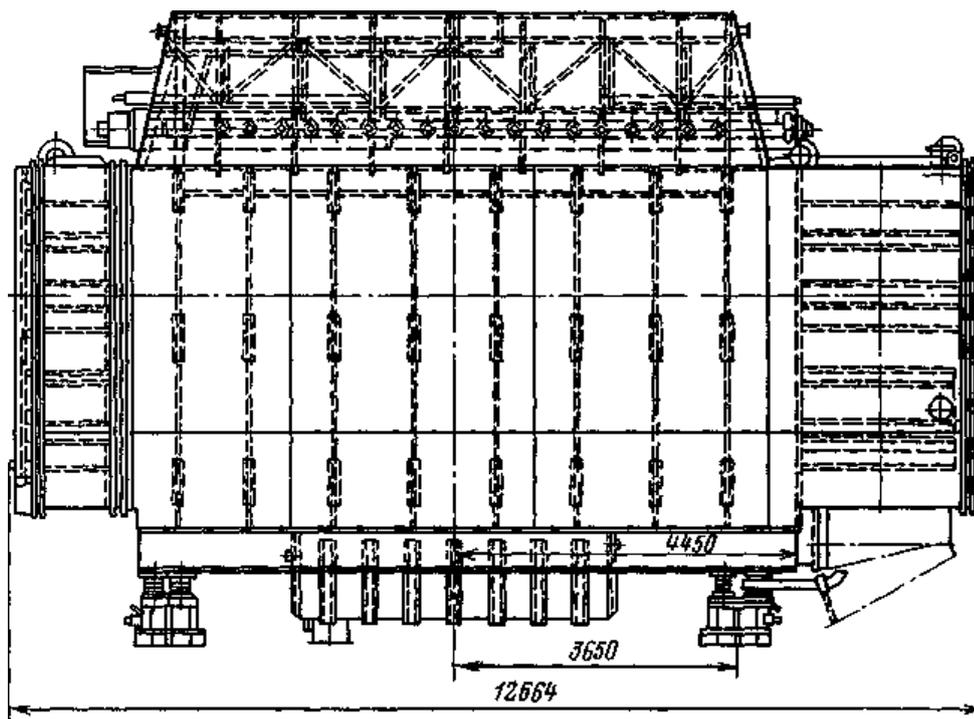


Рис. 1.5. Общий вид конденсатора 300-КЦС-1 (3) ЛМЗ.

§1.4. Воздушные насосы конденсационной установки

Воздушные насосы предназначены для удаления воздуха из конденсатора и циркуляционной системы и поддержания необходимого вакуума. По принципу действия воздушные насосы подразделяются на насосы струйного типа, центробежные и ротационные. В конденсационных установках энергетических турбин отечественных заводов в настоящее время применяются насосы струйного типа, в которых рабочей (эжектирующей) средой служит пар (пароструйные эжекторы) или вода (водоструйные эжекторы). По назначению эжекторы подразделяются на следующие виды: основные эжекторы, предназначенные для удаления из конденсатора воздуха при нормальной работе турбины; пусковые эжекторы, создающие при пуске турбоустановки разрежение в паровом пространстве конденсатора (при достижении давления 20—30 кПа отключаются и включаются затем основные эжекторы); пусковые эжекторы циркуляционной системы,

создающие разрежение в водяном пространстве конденсаторов для заполнения их и сливных циркуляционных водоводов водой а также удаляющие скапливающийся воздух при работе турбоустановки из верхней точки циркуляционной системы при наличии в ней разрежения.

Принцип действия пароструйного и водоструйного эжекторов одинаков. Схема работы струйного насоса показана на рисунке. 1.6. Рабочее тело (пар или вода) под давлением подается в приемную камеру 1, откуда через суживающееся сопло 2 (или несколько сопл) с большой скоростью направляется в камеру смешения 3, соединенную с паровым пространством конденсатора. Струя рабочего тела, обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры смешения через проточную часть, состоящую из суживающейся 4, цилиндрической 5 частей канала и диффузора 6, в котором происходит преобразование кинетической энергии потока в потенциальную и повышение его давления выше барометрической. В пароструйном эжекторе пар, поступающий в приемную камеру с давлением p_p , расширяется в сопле до давления p_n в камере смешения. Поскольку отношение давлений p_n/p_p ниже критического, в эжекторах применяются сопла Лаваля. Применение суживающейся (конфузорной) части 4 канала позволяет увеличить количество отсасываемого воздуха, при котором наступает перегрузка эжектора.

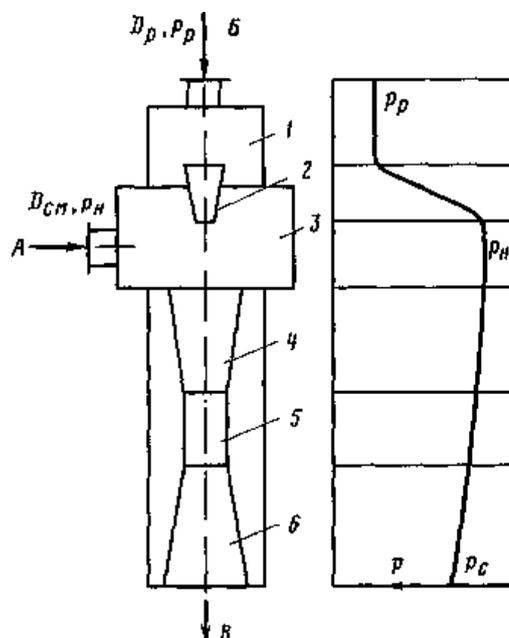


Рис. 1.6. Принципиальная схема эжектора: *A* — паровоздушная смесь из конденсатора; *B* — подвод рабочего тела (пар или вода); *B* — выход смеси

Каждая ступень эжектора повышает давление не более чем в 4—6 раз. Поэтому в паротурбинных установках одноступенчатые эжекторы применяются в качестве пусковых. Для обеспечения степени повышения давления отсасываемого воздуха до 25—30 (от 3—6 кПа до барометрического давления) основные эжекторы выполняются с двумя или тремя последовательно включенными ступенями.

Схема двухступенчатого пароструйного эжектора представлена на рисунке 1.7. После первой ступени эжектора отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь попадает в охладитель (холодильник), где происходит конденсация части пара. Оставшаяся смесь поступает для дальнейшего сжатия во вторую ступень эжектора с меньшим остаточным содержанием пара, что создает условия для сжатия смеси с меньшей затратой энергии. Расход рабочего пара в трехступенчатом эжекторе может быть на 20—25% ниже, чем в двухступенчатом. Конденсат из охладителей отводится отдельно или каскадно через холодильники в конденсатор, что позволяет предотвратить потери рабочего тела. Чтобы вместе с конденсатом из охладителей в конденсатор не возвращался воздух, обычно используют гидравлический затвор. Охладители представляют собой теплообменники поверхностного типа, на наружной поверхности трубок, в которых происходит конденсация и охлаждение паровоздушной смеси, внутри трубок проходит основной конденсат, подаваемый из напорного коллектора конденсатных насосов.

Таким образом, энтальпия рабочего пара в пароструйном эжекторе используется для подогрева основного конденсата. Водоструйный эжектор осуществляет одноступенчатое сжатие паровоздушной смеси, причем конденсация пара, содержащегося в ней, происходит на струе рабочей воды. Водяная струя, вытекающая из суживающегося сопла, быстро распадается на капли, на поверхности которых конденсируется паро-воздушная смесь, отсасываемая из конденсатора. Диспергированная водяная струя и

эжектируемый воздух или паровоздушная смесь движутся первоначально раздельно. Затем происходит возмущение двухфазного водо-воздушного потока, сопровождающееся его перемешиванием и торможением, приводящим к повышению давления смешанной среды. Водоструйные эжекторы различаются между собой формой и длиной проточной части и. Один тип, состоящий, как и в пароструйном эжекторе, из конфузрного, затем относительно короткого цилиндрического участка и диффузора (как правило, пусковые эжекторы); второй — с удлиненной проточной частью, цилиндрической на всей длине и без диффузора (основные эжекторы).

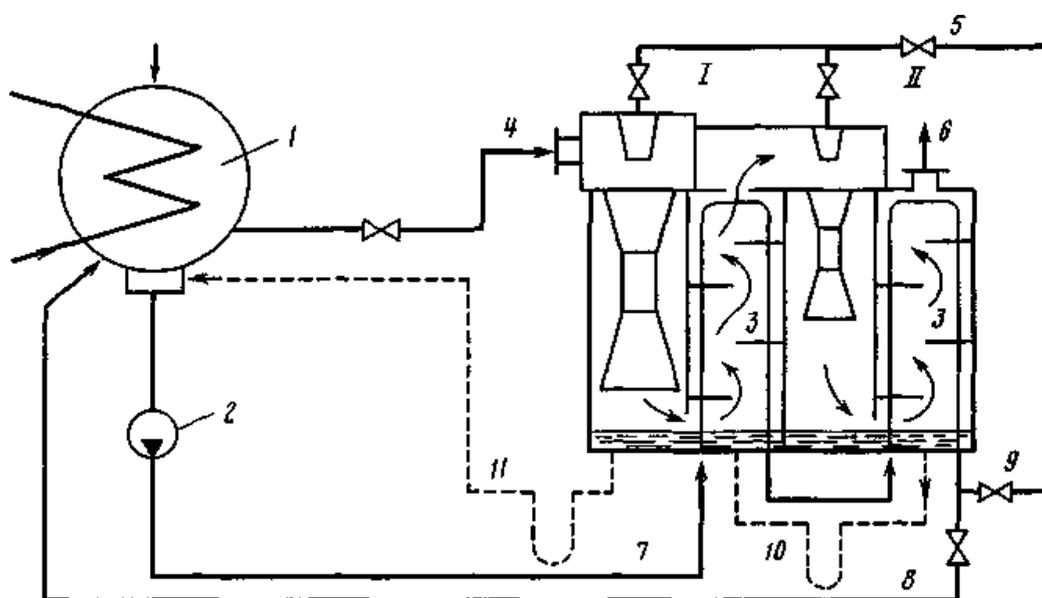


Рис. 1.7. Принципиальная схема двухступенчатого пароструйного эжектора: I, II - первая и вторая ступени эжектора; 1 - конденсатор; 2 - конденсатный насос; 3 - холодильник; 4 - вход паровоздушной смеси; 5 - подвод рабочего пара; 6 - выхлоп эжектора; 7 - вход охлаждающей воды, 8 - линия рециркуляции; 9 - линия конденсата; 10 - каскадный сброс дренажа; 11 - отвод дренажа в конденсатор

Из-за меньших потерь при сжатии водо-воздушной смеси в удлиненной камере смешения второй тип эжекторов почти в 2 раза экономичнее эжекторов с короткой камерой. Включение водоструйного эжектора по рабочей воде возможно по двум схемам — разомкнутой и замкнутой. При

разомкнутой схеме рабочая вода для эжектора подается подъемными насосами, как правило, из напорного циркуляционного водовода. Водовоздушная смесь обычно сбрасывается из эжектора в сливной циркуляционный водовод либо в сливной канал. При обратном водоснабжении с градирнями иногда применяются низконапорные водоструйные эжекторы, не требующие установки подземного насоса для подачи рабочей воды в эжектор. Недостатками разомкнутой схемы являются потери пара, отсасываемого из конденсатора вместе с воздухом, а также потребление значительного количества охлаждающей воды (до 10% полного ее расхода). Эти недостатки удается скомпенсировать применением замкнутой схемы (рис. 1.8), при которой рабочая вода (конденсат — турбина) циркулирует в контуре: эжектор — сливной бак — насос — эжектор. В баке за счёт брызгального устройства происходит выделение из воды воздуха, после чего она вновь забирается насосом и подается на эжектор.

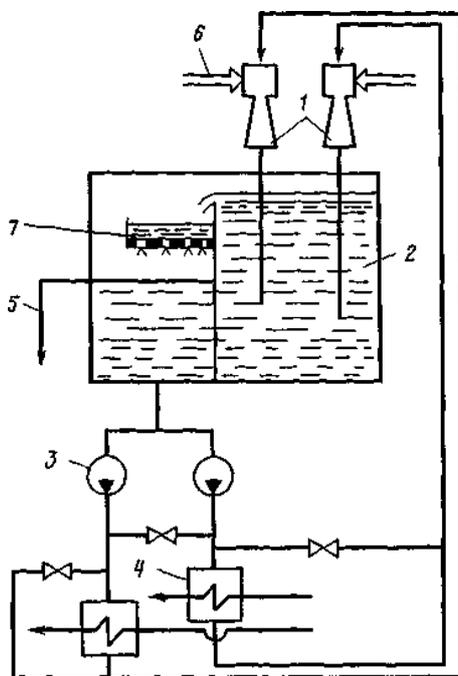


Рис. 1.8. Замкнутая схема водоструйной эжекторной установки:
 1 — водоструйный эжектор; 2 — сливной бак; 3 — насос; 4 — поверхностный охладитель; 5 — в бак низких точек; 6 — отсос из конденсатора; 7 — брызгальное устройство.

Конструкция и технология сборки должны предусматривать надежную осевую центровку всех ступеней эжектора. Внутри парового пространства каждого из холодильников выполнены четыре перегородки, направляющие течение пара. На турбоустановке К-300-240 ЛМЗ установлены два водоструйных эжектора ЭВ-4-1400 (рис.1.9) и два подъемных насоса 32-Д-19. Основные эжекторы установлены на отметке 7,1 м машинного зала. Слив воды из эжекторов производится в сливной циркуляционный водовод конденсатора.

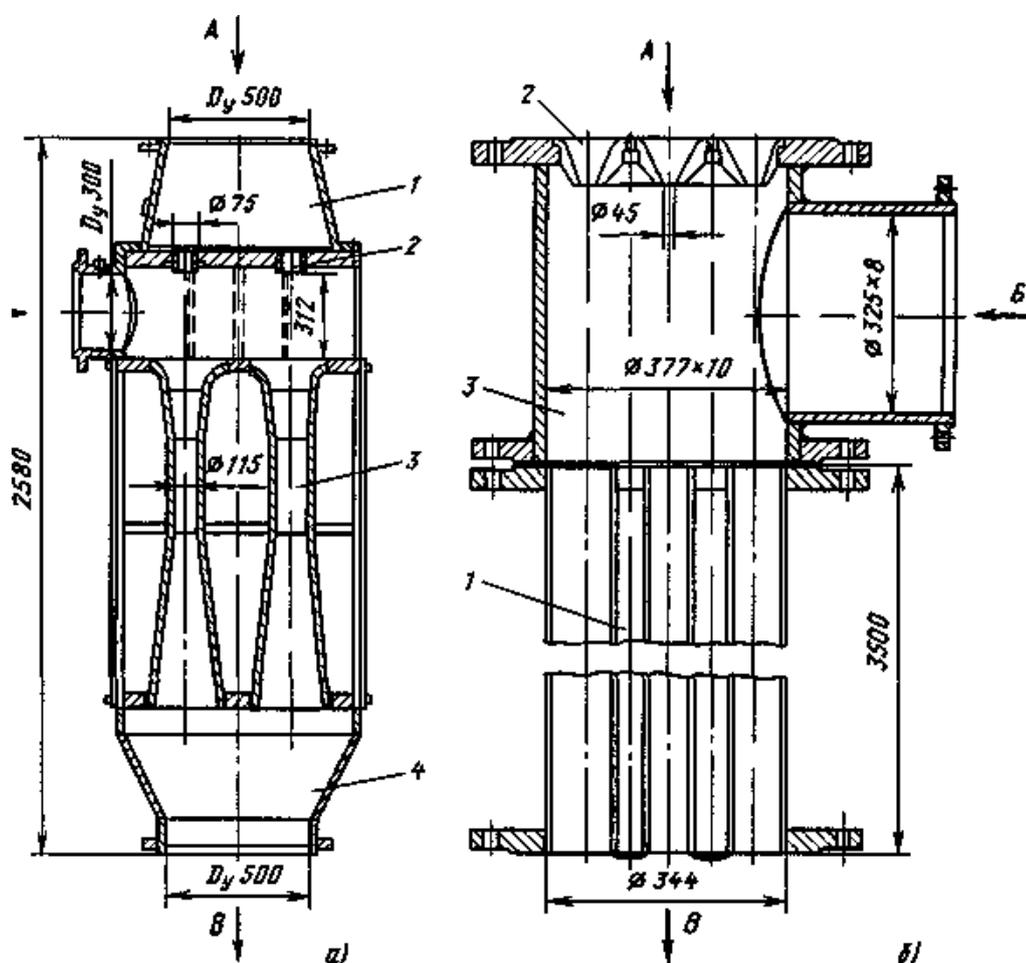


Рисунок 1.9. Водоструйный эжектор

a—ЭВ-4-1400, *б*—ЭВ-7-1000, *A*—подвод воды, *Б*—подвод паровоздушной смеси, *B*—отвод паровоздушной смеси

ГЛАВА 2. ТЕПЛОВОЙ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ КОНДЕНСАТОРНОЙ СИСТЕМЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 300 МВт

§2.1 Техническая характеристика Ново-Ангренская ТЭС.

Одним из объектов модернизации энергосистемы является Ново-Ангренская ТЭС. Ново-Ангренская ТЭС установленной мощностью 2100 МВт составляет 18,7% установленной мощностью энергосистемы. Первый блок введен в эксплуатацию в 1985 г., последний в 1995г. Используемое топливо – уголь, газ, мазут. Основные сооружения - главный корпус, комплекс зданий вспомогательного назначения, топливно-транспортное хозяйство, объекты технического водоснабжения, электротехнические сооружения, насосные станции, станция химической очистки воды, автобаза. Основное оборудование ТЭС - котельные и турбинные агрегаты. Станция оборудована пятью пылеугольными и двумя газомазутными блоками по 300 МВт. Все котлы подключены к одной дымовой трубе высотой 330 м. Паровые котлы со сверхкритическими параметрами пара типа П-64 Подольского машиностроительного завода. Паровые котлы оборудованы замкнутой индивидуальной системой пылеприготовления с прямым вдуванием размолотого в мельницах – вентиляторах угля. На котлах установлены 24 горелки в три яруса.

Трехцилиндровая конденсационная турбина с промежуточным перегревом пара, тремя выхлопами в конденсатор и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды. Турбина – современная модификация известной серии турбин ЛМЗ мощностью 300 МВт. Возможны нерегулируемые отборы на собственные нужды станции, а также регулируемые на теплофикацию.

Предусмотрена установка турбины на существующие фундаменты турбин аналогичного класса в случае замены последних по истечению ресурса с максимальным использованием существующих строительных конструкций.

Технические характеристики К-300-240-3

Таблица 1

Номинальная мощность	300 МВт
Число оборотов	3000 об/мин
Давление острого пара перед ЦВД	240 ата
Температура острого пара	540°С
Давление пара перед ЦСД	39 кг/см ²
Температура пара перед ЦСД	540°С
Давление в конденсаторе	0,072 кг/см ²
Номинальный расход пара на турбину	965 т/час
Максимальная мощность	310 МВт
Максимальный расход пара на турбине	975 т/час
Удельный расход топлива на выработку энергии (брутто)	1860 ккал/МВт

Паровая турбина типа К-300-240 конденсационная, изготовленная на ЛМЗ, одновальная, трехцилиндровая с тремя выхлопами и промежуточным перегревом пара – предназначена для непосредственного привода генератора типа ТВВ-320-2 с водородным охлаждением и имеет следующие технические данные. Турбины К-300-240-3 оборудованы 4-мя подогревателями низкого

давления ПН-550-35-6 и 3-мя подогревателями высокого давления ПВ-1550-380, ПВ-1700-380, ПВ-12-380. Технические характеристики К-300-240-3 приведены в таблице 1.

Конденсаторы применяются на тепловых электростанциях для конденсации отработавшего в турбинах пара. При этом на каждую тонну конденсирующегося пара приходится около 50 тонн охлаждающей воды. Поэтому потребность ТЭС в воде очень велика – до 600 тысяч м³/час. однако это ухудшает КПД турбин, вследствие повышения температуры конденсации. Турбинные установки К-300-240 ЛМЗ имеют один общий конденсатор 300-КЦС-1 с охлаждающей поверхностью 15 400 м² на три выхлопа турбины

Прямоугольный корпус конденсатора сваривают из плоских стальных листов. Жесткость корпуса обеспечивается ребрами из профильного железа и увеличенным числом промежуточных трубных досок, сваренных с корпусом по периметру. Поверхность охлаждения конденсатора образована трубками в двух обособленных трубных пучках. Увеличение числа пролетов между трубными досками до восьми (при длине каждого пролета 1 м) также способствует повышению жесткости трубок.

Конденсатор — двухходовой, с вертикальными перегородками в водяных камерах, позволяющими отключать по воде одну из половин конденсатора при работе турбины на пониженной нагрузке – для отыскания и отглушения поврежденных трубок или очистки трубок в отключенной половине. Патрубки подвода и слива охлаждающей воды расположены в нижней части водяных камер. Конденсатор установлен на четырех опорах с тарельчатыми пружинами) Трубный пучок конденсатора выполнен в виде вертикальных петлеобразных лент. В конденсаторе предусмотрен сбор и отвод конденсата на промежуточных уровнях. Сделаны широкие проходы 1 для пара между лентами. Доступ пара в нижнюю часть конденсатора

обеспечивается через вертикальный проход 2 между секциями. Технические данные конденсатора 300-КЦС-1 приведены в таблице 2.

Технические данные конденсатора 300-КЦС-1

Таблица.2

Площадь поверхности охлаждения	$F = 15400 \text{ м}^2$
Номинальный расход пара в конденсатор	$D_2 = 573,4 \text{ т/ч}$
Расчетное (номинальное) количество охл. воды.	$W^H = 36000 \text{ м}^3/\text{ч}$
Активная длина конденсаторных трубок	$L = 3930 \text{ мм}$
Диаметр трубок	$d_{2H}/ d_H = 26/28 \text{ мм}$
Материал трубок	Сплав МНЖ-5-1
Количество трубок	$n = 19600 \text{ шт.}$
Число ходов воды	$Z = 2$
Число потоков	1
Воздухоудаляющее устройство	Водоструйный эжектор типа ЭВ-7-1000 – 2 шт.

Одним из основных способов достижения высокого термического КПД паротурбинной установки является понижение параметров пара за турбиной. С понижением давления и температуры отработавшего в турбине пара уменьшается количество теплоты, передаваемой холодному источнику, что, как известно из термодинамики, при неизменных параметрах свежего пара повышает мощность турбины (за счет увеличения теплоперепада на нее) и экономичность цикла в целом.

Данные по изменению мощности турбин и экономичности ПТУ при изменении давления пара за турбиной и неизменных параметрах свежего пара показывают. Что при изменении давления за турбиной на 1 кПа экономичность паротурбинных установок ТЭС изменяется примерно на 1%.

Понижение параметров пара за турбиной обычно осуществляется до давления, ниже барометрического, для чего необходимо обеспечить конденсацию отработавшего в турбине пара. Этой цели и служит конденсационная установка, которая, кроме вышеуказанного назначения, обеспечивает также получение чистого конденсата для питания парового котла (парогенератора), замыкая цикл.

Присутствие в паровом пространстве конденсатора воздуха существенно ухудшает условия теплообмена между конденсирующимся паром и охлаждающей водой, приводит к росту парового сопротивления конденсатора, снижению температуры пара в конденсаторе и, как следствие, к переохлаждению конденсата. Значительные присосы воздуха, кроме того, приводят к снижению деаэрирующей способности конденсатора и повышению насыщения конденсата кислородом. Таким образом, давление в конденсаторе зависит от следующих основных параметров: температуры охлаждающей воды на входе, кратности охлаждения, коэффициента теплопередачи и удельной паровой нагрузки.

Существенное влияние на эффективность работы конденсатора оказывают присосы воздуха, а также эффективность работы воздушных насосов. Необходимо также иметь в виду, что в общем случае на эффективность работы оказывают влияние паровое сопротивление конденсатора и переохлаждение конденсата турбины.

§2.2 Характеристики конденсатора второго блока Ново-Ангренской ТЭС

В 2-ом блоке Ново-Ангренской ТЭС установлен конденсатор поверхностного типа марки 300-ЦКС-1.

Характеристики конденсатора:

1. Поверхность охлаждения $F_k = 15\,400 \text{ м}^2$.
2. Расход пара в конденсатор $D_n = 456 \text{ т/ч}$.

3. Расход охлаждающей воды $G_B = 32\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$.

В состав конденсаторной установки (рис. 2.1) входят конденсатный насос, два основных водоструйных эжектора ЭВ-7-1000, хозяйственный эжектор, гидрозатворы, задвижки и обратные клапана. Основной водоструйный эжектор питается от подъемного насоса.

Эжектор состоит из семи параллельных цилиндрических камер смешения диаметром $d_3 = 100\ \text{мм}$, $l_3 = 3500\ \text{мм}$ ($l_3/d_3 = 35$) без диффузоров. В каждую камеру смешения из своего сопла $d_{p1} = 46\ \text{мм}$ поступает рабочая вода. Основным геометрическим параметром $f_3/f_{p1} = 4,94$. Эжектор имеет общую водяную камеру, из которой вода поступает к рабочим соплам, общую приемную камеру, в которую поступает паровоздушная смесь из конденсатора, и общую сливную трубу. Рабочие характеристики эжектора ЭВ-7-1000, установленного на 2-блоке Ново-Ангренской ТЭС представлены на рисунках 2.1. и 2.2, а в таблице 1 приведены паспортные данные водовоздушного эжектора[3].

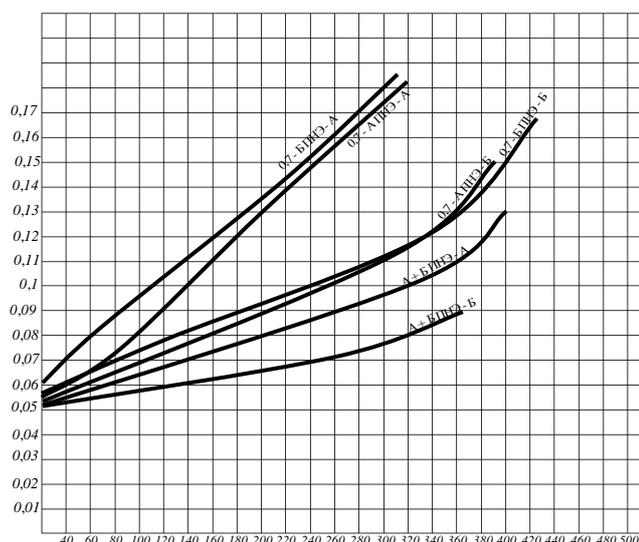


Рис.2.1. Характеристики эжектора ЭВ-7-1000, установленного на 4-ом блоке Ново-Ангренской ТЭС.

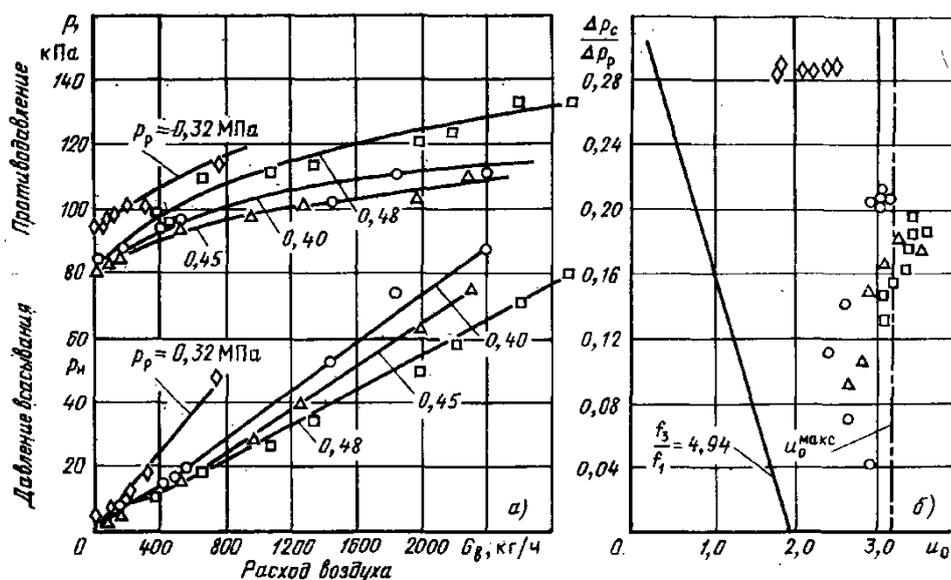


Рис. 2.2. Характеристика семиканального водовоздушного эжектора ЭВ-7-1000 на сухом воздухе при различных давлениях рабочей воды P_p [3]: $d_{p1} = 7 \times 45$ мм; $d_3 = 7 \times 100$ мм; $f_3/f_{p1} = 4,94$; $l_3 = 3500$ мм; *a* – экспериментальные зависимости $p_n = f(G_b)$; *б* – обобщенные характеристики; сплошная линия – расчётная характеристики.

Паспортные данные ЭВ-7-1000 [3].

Таблица 1.

№	Наименование параметров	ЭВ-7-1000
1	Диаметр рабочего сопла, мм	46
2	Количество рабочих сопел	7
3	Диаметр камеры смешения, мм	100x7
4	Расчетная температура рабочей воды, °С	20
5	Номинальное давление рабочей воды, кПа	343,2
6	Объемная производительность на сухом воздухе, м ³ /ч	3500
7	Расчетный расход рабочей воды, м ³ /ч	1000
8	Давление всасывание, кПа	3,42
9	Массовый расход воздуха, кг/ч	90
10	Давление за эжектором, МПа	93,2

На рисунке 2.3 представлен общий вид семиканального водяного эжектора ЭВ-7-1000 [3].

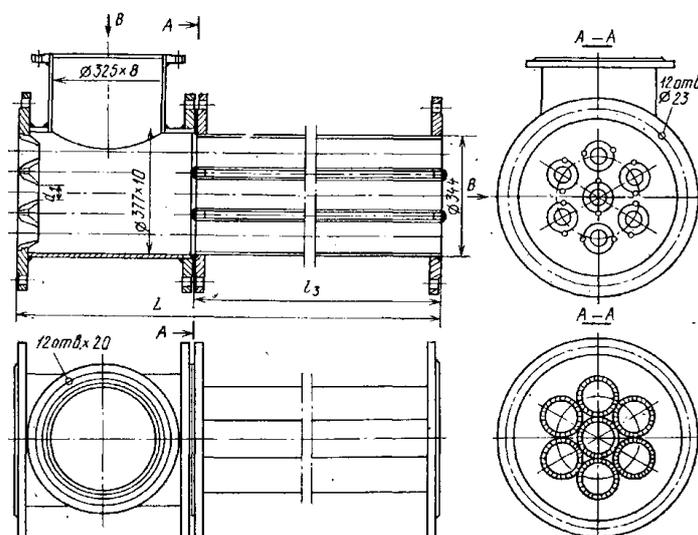


Рис. 2.3. Общий вид семиканального воздушного эжектора ЭВ-7-1000 [3].

В период испытания конденсаторной части тепловой схемы энергоблока № 2 на 16.03.2014г. измерения параметров показали следующее результаты:

1. Мощность энергоблока с паровой турбиной К-300-240 ЛМЗ-2М составила $N = 205$ МВт.
2. Расход циркуляционной воды $G_B = 32\ 000$ м³/ч.
3. Параметры поступающего пара в паровую турбину:

$$D_{\text{п}} = 715 \text{ т/ч}, \quad t_{\text{п}} = 545^{\circ} \text{ С}, \quad p = 180 \text{ кгс/см}^2.$$

4. Параметры пара, поступающего в турбинный конденсатор:

$$D_{\text{к}} = 456 \text{ т/ч}, \quad t_{\text{к}} = 47^{\circ} \text{ С (норма } 40,9^{\circ} \text{ С)}, \quad p_{\text{к}} = 0,851 \text{ кгс/см}^2 \text{ (норма } - 0,873 \text{ кгс/см}^2).$$

5. Температура циркуляционной воды на входе, $t_{\text{в}1} = 30^{\circ} \text{ С}$.
6. Температура циркуляционной воды на выходе, $t_{\text{в}2} = 8^{\circ} \text{ С}$.
7. Нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_{\text{в}} = 8^{\circ} \text{ С}$.

Результаты измерения параметров конденсаторной установки энергоблока № 2 на 16.02.2014г. приведены в таблице 2.

Результаты измерения параметров конденсаторной установки энергоблока

№ 2 на 16.02.2014г.

Таблица 2.

№	Исходные параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1	Мощность энергоблока	$N_э$	МВт	205
2	Расход циркуляционной воды поступающий в конденсатор	$G_в$	м ³ /ч	32 000
3	Температура циркуляционной воды на входе в конденсатор	$t_{в1}$	°С	30
4	Температура циркуляционной воды на выходе из конденсатора	$t_{в2}$	°С	38
5	Перепад температуры в конденсаторе	$\Delta t_в$	°С	8
6	Уровень вакуума в конденсаторе	$V_{вак}$	кгс/см ²	$p_{ркон.} = -0,851$ к $p_H = -0,873$ (норма
7	Марка эжектора		ЭВ-7-1000	
8	Вакуум, создаваемый эжектором	$V_{вак}$	кгс/см ²	-0,85
9	Количество пара, поступающего в турбину	$D_т$	т/ч	715
10	Давление воды, поступающей на эжектор	$P_э$	кгс/см ²	3,2
11	Количество поступающего пара в конденсатор	$D_к$	т/ч	456
12	Температура пара, поступающего в конденсатор (средняя величина)	$t_{пк}$	°С	47
13	Температура конденсата после конденсатора	$t_к$	°С	43

Как известно, изменение давления в конденсаторе на 1 кПа приводит к изменению экономичности паротурбинных установок на 1%, а для турбины К-300-240-ЛМЗ на 2,76 МВт и к. п. д. на 0,95% [1]. Термин разрежение или

вакуум характеризует разность между барометрическим давлением V и давлением пара в конденсаторе: $V = B - p_k$.

Эффективность работы конденсационной установки слабо зависит от барометрического давления и поэтому давление пара в конденсаторе p_k (в горловине) характеризует эффективность его работы. Давлению пара в конденсаторе p_k соответствует определенная температура насыщения, которая определяется из соотношения:

$$t_H = t_{B1} + (t_{B2} - t_{B1}) + (t_H - t_{B2}) = t_{B1} + \Delta t_B + \delta t$$

Данная зависимость полностью характеризует эффективность работы всей конденсационной установки в целом в различных режимах работы турбоустановки [1]. На рис. 2.4 приведена схема отвода паровоздушной смеси из конденсатора к струйным насосам. Общая длина трубопровода на одной стороне составляет $l = 5250$ мм, диаметром $D_{тр} \approx 300$ мм, диаметр отвода $D_{от} = 325 \times 13$.

Проведённый анализ нормативных характеристик конденсаторов различных типов, расчётные исследования и эксперименты показали, что на режим работы турбоустановки на давление в конденсаторе определяющее влияние оказывает давление всасывания воздуха-удаляющего устройства.

Установлено, что на этих режимах развиваемый основным эжектором вакуум «хуже» возможно достижимого в данных условиях собственно конденсатором, и вакуум системы конденсатор-эжектор определяется эжектором. В этом случае в конденсаторе за счёт дополнительно скопившегося воздуха устанавливается давление, соответствующее давлению всасывания эжектора. Углубление вакуума и уменьшение паросодержания паровоздушной смеси, отсасываемой из конденсатора, может быть достигнуто ее дополнительным охлаждением в специальных охладителях, установленных на трубопроводах отсоса паровоздушной смеси.

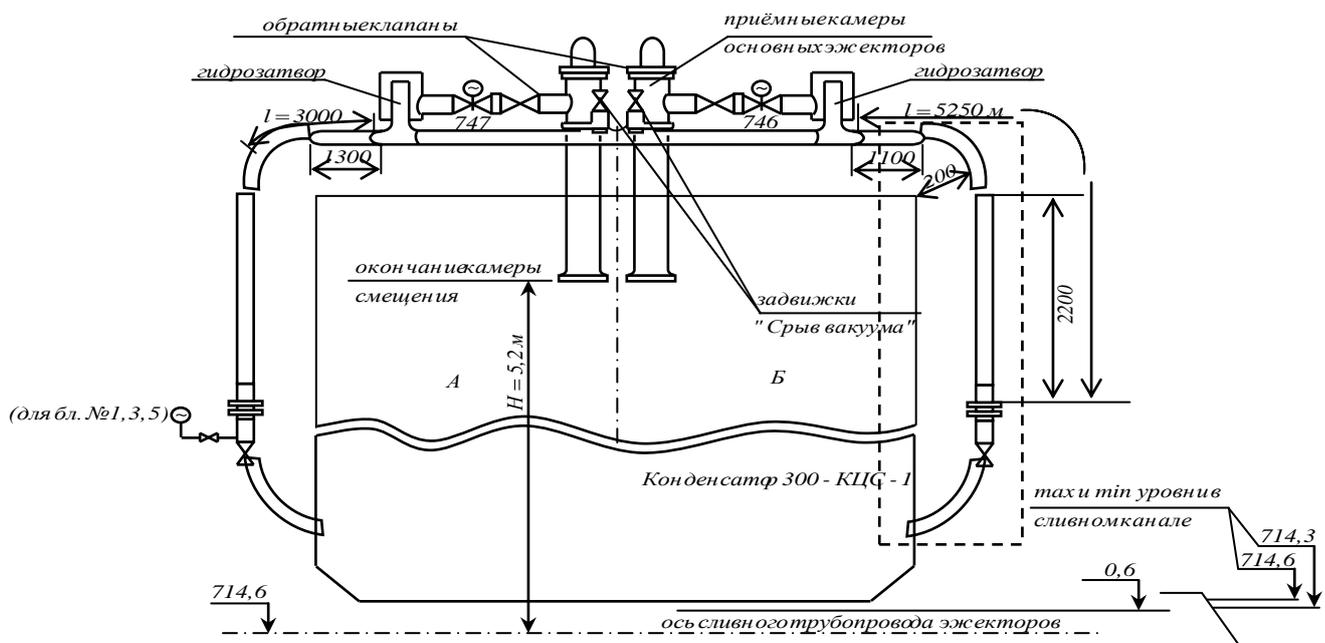


Рис. 2.4. Схема отвода паровоздушной смеси из конденсатора блока 2.

Дополнительные воздухоохладители должны обладать минимальным гидравлическим сопротивлением и эффективно конденсировать пар из паровоздушной смеси. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяет поверхностный теплообменник типа «труба в трубе» с кольцевыми камерами. Поскольку использование дополнительных воздухоохладителей приводит к интенсивной конденсации в них пара и паровоздушной смеси и, тем самым, провоцирует дополнительный поток пара из конденсатора в трубопровод отсоса, то с целью уменьшения гидравлических потерь они располагаются непосредственно на выходе из конденсатора. При включении в работу воздухоохладителей происходит существенное (0,4 - 0,8 кПа) понижение давления как на входе в водоструйный эжектор, так и в самом конденсаторе. Кроме того, понижение давления в конденсаторе сопровождается соответствующим снижением в нем температурных напоров.

Достижимый эффект уменьшения парциального давления воздуха подтверждается существенным снижением концентраций кислорода в конденсате на выходе из конденсатора при включении в работу дополнительных воздухоохладителей. Исходя, из выше сказанного и

проведенных замеров позволили нам провести теплотехнический расчет дополнительных воздухоохладителей типа «труба в трубе».

§ 2.3. Гидравлический расчет конденсатора

Гидродинамический расчет конденсатора паровой турбины в общем случае включает в себя расчеты гидравлического сопротивления конденсатора по водяной стороне (H_k) и парового сопротивления аппарата на пути движения пара от горловины конденсатора к патрубку отсоса паровоздушной смеси (Δp_k).

Знание гидравлического сопротивления необходимо прежде всего для выбора циркуляционных насосов конденсационной установки. Паровое сопротивление оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена в конденсаторе и давление паровоздушной смеси на входе в него.

Гидравлическое сопротивление конденсатора по водяной стороне (разность давлений охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора) определяется суммой потерь на трение (формула Дарси) и на местные сопротивления:

$$\text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad (2.1)$$

где z — число ходов воды; h_1 — гидравлическое сопротивление трубок конденсатора; h_2 — гидравлическое сопротивление при входе охлаждающей воды в трубки и при выходе из них; h_3 - гидравлическое сопротивление водяных камер конденсатора; — коэффициент сопротивления трения при движении воды в трубах (для конденсаторов обычно ; L — полезная длина трубок конденсатора, м; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубок, м; λ — коэффициент, учитывающий способ крепления трубок в трубных досках

конденсатора (при двухсторонней развальцовке 1,0); g — плотность охлаждающей воды, кг/м³; W_B — скорость движения воды в трубах, $W_{\text{ком}}$ — скорость движения воды в водяных камерах конденсаторов, м/с.

Определим гидравлическое сопротивление конденсатора при следующих исходных данных: при $d = 25,0$ мм поправочный коэффициент, учитывающий внутренний диаметр трубок и среднюю температуру охлаждающей воды. Гидравлическое сопротивление конденсатора согласно формуле 2.1

$$H_K = 10 \cdot 2(0.064 \cdot 9 \cdot 1.8^{1.75} + 0.135 \cdot 1.8^{1.5}) = 38.73 \text{ кПа}$$

Оценим паровое сопротивление конденсатора при следующих исходных данных: по таблицам водяного пара находим, что давлению пара

$P = 5$ кПа соответствует удельный объем пара, поступающего в конденсатор: $V = 28,20$ м³/кг.

Паровое сопротивление конденсатора (разность давлений паровоздушной смеси на входе в конденсатор и в месте ее отсоса воздушным насосом) зависит от его конструктивных и режимных параметров: компоновки трубного пучка, скорости пара на входе и в межтрубном пространстве, гидродинамики пленки конденсата и других факторов. При проектировании конденсатора стремятся получить по возможности малое паровое сопротивление. Точное определение парового сопротивления расчетным путем практически невозможно, что определяется его зависимостью от ряда факторов. Применяемые в настоящее время методы расчета базируются на анализе и обобщении опытных данных по натурным конденсаторам и носят в основном оценочный характер.

Определим поверхность теплообмена и основные геометрические размеры конденсатора, который должен обеспечить давление за турбиной $p_K = 3,7$ кПа, при следующих исходных данных: $t_{1B} = 26^\circ\text{C}$; $G_B = 34800$ м³/ч;

$D_k = 563\ 600$ кг/ч; материал трубок МНЖ-5-1; диаметры трубок 25x23 мм; коэффициент теплообмена поверхности $a=0,90$; $z=2$. Для расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторе необходимо задаться значениями скорости воды в трубках и удельной паровой нагрузки. Примем значение скорости воды в трубках $W_B=2,0$ м/с, а также в первом приближении $d_K=40$ кг/(м² · ч) (в дальнейшем должно уточняться).

По таблицам водяного пара находим, что давлению $p_k=3,7$ кПа соответствуют температура насыщения $t_H=27,61^\circ\text{C}$ и скрытая теплота фазового перехода.

§2.4. Тепловой расчет конденсатора

Тепловой расчет конденсатора паровой турбины, как любого теплообменного аппарата, может быть конструкторским или поверочным конструкторский расчет имеет целью определение поверхности теплообмена и основных размеров проектируемого конденсатора. Расчет проводится на заводе-изготовителе турбины.

Поверочный расчет имеет целью определение параметров теплоносителей спроектированного или действующего конденсатора. Расчет проводится на заводе-изготовителе турбины при расчете переменного режима работы конденсационной установки и ПТУ в целом, а также сотрудниками электростанций для уточнения эксплуатационных характеристик конденсатора. Текущий поверочный расчет осуществляется также на электростанциях, имеющих АСУ. В основе методики как конструкторского, так и поверочного теплового расчета конденсатора лежат два основных уравнения: уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи.

Потери теплоты от корпуса конденсатора в окружающую среду обычно не превышают 1%, поэтому можно считать, что практически вся теплота,

выделяющаяся при конденсации пара, передается охлаждающей воде. Тогда уравнение теплового баланса для конденсатора может быть представлено в виде

$$Q_k = D_k(h_n - h_k) = G_B * c_p(t_{2B} - t_{1B}) \quad (1.1)$$

где Q — количество теплоты, передаваемой от пара к охлаждающей воде в единицу времени (тепловая мощность конденсатора).

уравнение теплопередачи для конденсатора имеет вид

$$\bar{Q}_k = kF\Delta t \quad (1.2)$$

где k — средний для всей поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи конденсатора; F — площадь поверхности теплообмена конденсатора; Δt — средняя разность температур между паром и водой [для всей поверхности теплообмена конденсатора (средне логарифмический температурный напор):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{2B} - t_{1B}}{\ln \frac{t_{2B} - t_{1B}}{t_{2A} - t_{1A}}} \quad (1.3)$$

Учитывая, что система уравнений (1.1) и (1.2) не замкнута, для теплового расчета конденсатора необходимо задаваться рядом параметров теплоносителей и геометрических размеров элементов конденсатора. Методика и расчетная схема зависят от того, какие величины заданы, и от общей постановки задачи. Выбор ряда параметров, определяющих эффективность работы конденсационной установки, должен осуществляться на основе технико-экономического анализа для низкотемпературного комплекса турбины или ПТУ в целом.

Основная сложность теплового расчета конденсатора сводится к определению значения среднего для всей поверхности теплообмена коэффициента теплопередачи.

Задачей конструкторского расчета конденсатора, как правило, является определение поверхности теплообмена, необходимой для обеспечения заданного давления за турбиной, что осуществляется на основе уравнений (1.1) и (1.2). Согласно уравнению (1.2)

—

В качестве исходных данных обычно задаются давление пара в конденсаторе и его расход, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор и ее расход. При этом часто оговаривается ряд параметров и размеров, превышать которые не разрешается. Например, скорость охлаждающей воды в трубках, размеры трубок и др. Могут накладываться отдельные ограничения, связанные с техническими возможностями поставляемого оборудования (например, насосов) и отдельных элементов конденсатора (например, материала и длины трубок).

При проведении конструкторского расчета конденсатора, при наличии ограничений, чаще всего приходится рассматривать следующие варианты:

1. Тепловой расчет конденсатора по предельной длине трубок и заданному гидравлическому сопротивлению.

Сортамент выпускаемых промышленностью трубок, условия их транспортировки, ряд соображений по компоновке турбины и конденсатора позволяют считать длину трубок заданным параметром.

Например, в конденсаторах турбин К-300-240, К-500-240, К-220-44, К-500-65 использовались трубки длиной 9 м. Во время проектирования этих конденсаторов такая длина была предельной. Нормативное гидравлическое

сопротивление аппарата принималось равным 40 кПа (не более). В последнее время получили широкое распространение трубки длиной 12—14 м. Изменились и ограничения по гидравлическому сопротивлению конденсатора.

2. Тепловой расчет конденсатора по предельной длине и заданному количеству трубок.

Такая постановка вопроса диктуется обычно размерами проема в фундаменте турбины. Это ограничение наиболее часто возникает при проектировании конденсаторов влажно-паровых турбин АЭС, у которых размеры конденсаторов существенно больше, чем у турбин ТЭС той же мощности. При проведении расчета с такими ограничениями используется зависимость для коэффициента заполнения фундаментного проема

где t — шаг между трубками конденсатора; n_z — число трубок в одном ходе охлаждающей воды; z — число ходов воды; F_n — площадь проема в фундаменте. Тепловой расчет в рассматриваемом варианте проводится для контроля скорости воды в трубках, кратности охлаждения, гидравлического сопротивления аппарата, поскольку поверхность теплообмена при заданных ограничениях (длина, количество трубок) фактически задана.

3. Тепловой расчет по минимуму годовых расчетных затрат.

Такой вариант расчета проводится при заданных значениях давления в конденсаторе и расхода в нем пара. Составляется так называемая функция цели в виде разности годовых расчетных затрат между рассматриваемым и исходным вариантами. Оптимальные параметры конденсатора определяются по минимуму годовых расчетных затрат с учетом ограничений: допустимая скорость воды, длина трубок и др. Данный вариант расчета аналогичен

оптимизации низкотемпературного комплекса турбины и требует большого объема исходных данных по конкретной электростанции. После определения поверхности теплообмена (охлаждения) конденсатора F определяются его основные размеры. Обычно это делается в следующей последовательности.

Общее число трубок в конденсаторе

где n_z — количество трубок в одном ходе охлаждающей воды; z — число ходов охлаждающей воды; G_n — секундный расход охлаждающей воды, $\text{м}^3/\text{с}$; d_{BK} — внутренний диаметр трубки, м ; W_n — скорость движения воды в трубках, $\text{м}/\text{с}$.

В практике отечественного конденсаторостроения обычно применяются трубки с внутренним диаметром 22—28 мм, в конденсаторах турбин малой мощности — 14—17 мм.

Скорость воды в трубках в большинстве современных конденсаторов на номинальном режиме работы составляет 1,6—2,0 м/с. Допустимые значения скорости составляют 2,5—2,7 м/с для воды без взвеси и 2,0—2,2 м/с при наличии в воде взвеси.

Полезная длина трубок конденсатора (без учета толщины трубных досок) определяется зависимостью

В инженерной практике, особенно на этапах эскизного проектирования конденсаторов, используется понятие условного диаметра трубной доски конденсатора D_u , который можно определить исходя из зависимости

Где: — коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубки, Вт/(м² · К);

— коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде, Вт/(м² · К);

$d_{нар}$, $d_{вн}$ — диаметры трубы наружный и внутренний соответственно,

— коэффициент теплопроводности материала стенки трубки, Вт/(м·К).

Необходимо иметь в виду, что формула (1.8) не учитывает влияния на коэффициент теплопередачи отложений (загрязнений) с обеих сторон трубок, которые появляются в процессе эксплуатации конденсаторов и оказывают существенное влияние на интенсивность процесса теплопередачи.

Остановимся только на особенностях, определяющих основы процесса теплопередачи в поверхностном конденсаторе паровой турбины, а также на отдельных зависимостях, положенных в основу методик его теплового расчета.

Определение коэффициента теплоотдачи с водяной стороны конденсатора (от стенки трубки к воде) обычно производится по известному уравнению

—

где: Re — число Рейнольдса по водяной стороне конденсатора;

Pr — число Прандтля; W_B — средняя скорость течения воды в трубках конденсатора, м/с; $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубок, м; ν_B — коэффициент кинематической вязкости воды, м²/с; λ_B — коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м · К).

Определим коэффициент теплоотдачи с водяной стороны конденсатора при следующих исходных данных: $W_B=1.8$ м/с; $d_{БК}=24$ мм;

По таблице физических свойств воды при находим $\nu_B=1.306 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_B=9.52$; $\lambda_B=57.4 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи согласно формуле (1.10)

Определим коэффициент теплоотдачи с водяной стороны конденсатора при следующих исходных данных: $W_B=1.8$ м/с; $d_{BK}=24$ мм;

По таблице физических свойств воды при _____ находим $\nu_B=1.306 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_B=9.52$; $\lambda_B=57.4 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м²•К)

Коэффициент теплоотдачи согласно формуле (1,10)

Здесь за определяющую температуру принята средняя температура воды, а определяющий диаметр – внутренний диаметр трубки. Формула (1.10) пригодна для гладких технически чистых трубок в диапазонах чисел Рейнольдса $Re=1 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^6$ и Прандтля $Pr=0,6-2500$.

Определим влияние скорости набегающего потока пара на теплообмен при конденсации пара в трубном пучке конденсатора при следующих исходных данных:

$$p_K = 5 \text{ кПа}; \quad d_B = 26 \text{ мм}; \quad \lambda_B = 5000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

По таблицам физических свойств пара на линии насыщения при $p_K=5$ кПа находим: $t_H=32.90^\circ\text{C}$; $\nu_n=28.20$ м³/кг; $\nu_K=0.0010$ м³/кг. Определяем безразмерные числа

Определение коэффициента теплоотдачи с паровой стороны конденсатора сильно затруднено совместным влиянием многих факторов, важнейшими из которых являются натекание конденсата на нижерасположенные трубки (явление заливания), скорость и направление течения пара в трубном пучке, а также его компоновка, наличие в паре воздуха и др. При этом необходимо иметь в виду, что основные параметры процесса (скорость пара, количество натекающего конденсата, относительное содержание воздуха в паре и др.) по пути движения пара в трубном пучке существенно изменяются и наметить пути усовершенствования конструкции всего конденсатора в целом.

Данная зависимость получена для практически чистых конденсаторов при допустимых нормами ПТЭ содержаниях в паре воздуха.

Наличие в паре воздуха существенно влияет на интенсивность теплообмена при конденсации. Коэффициент теплоотдачи при этом зависит по крайней мере от двух термических сопротивлений — сопротивления пленки конденсата и диффузного сопротивления воздуха. В реальных условиях интенсивность конденсации пара из смеси с воздухом в конденсаторах паровых турбин определяется совместным протеканием процессов тепло- и масса обмена, которые находятся в сложной зависимости от большого количества факторов: содержания воздуха в смеси, степени конденсации пара в пучке, скорости пара, удельной паровой нагрузки аппарата, расхода и скорости охлаждающей воды. Определенное влияние оказывают и конструктивные особенности конденсаторов: число ходов воды, эффективность охлаждения паровоздушной смеси в воздухоохладителе, взаимовлияние характеристик конденсатора и воздушного насоса и др.

ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА ТЕПЛООБМЕННОЙ УСТАНОВКИ И ЕЕ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

§ 3.1. Теплотехнический расчёт систем охлаждения «труба в трубе».

Рассмотрим модель рекуперативного теплообменного аппарата (ТА) типа «труба в трубе» (рис. 3.1).

При построении математической модели теплообменного аппарата (ТА) принимаются следующие условия:

- внутренняя труба – первая, внешняя кольцевая труба – вторая;
- теплоносители в теплообменнике движутся в режиме противотока;
- во внутренней первой трубе движется насыщенный водяной пар и воздух, отдающий тепло;
- во второй кольцевой трубе движется охлаждающая вода, получающая тепло конденсации пара в первой трубе;
- движение теплоносителей сопровождается фазовыми переходами в первой трубе, во второй трубе нет;
- окружающей средой теплообменного аппарата является атмосферный воздух.

Тепло насыщенного пара и воздуха, движущейся внутри круглой горизонтальной трубы, передается воде, омывающую трубу по наружной поверхности свободным потоком. Требуется определить коэффициенты теплоотдачи насыщенного пара и воздуха внутренней поверхности трубы и наружной ее поверхности воды, а также коэффициент теплопередачи от

насыщенного пара с воздухом к воде, отнесенный к 2 м длины трубы и ее диаметрам.

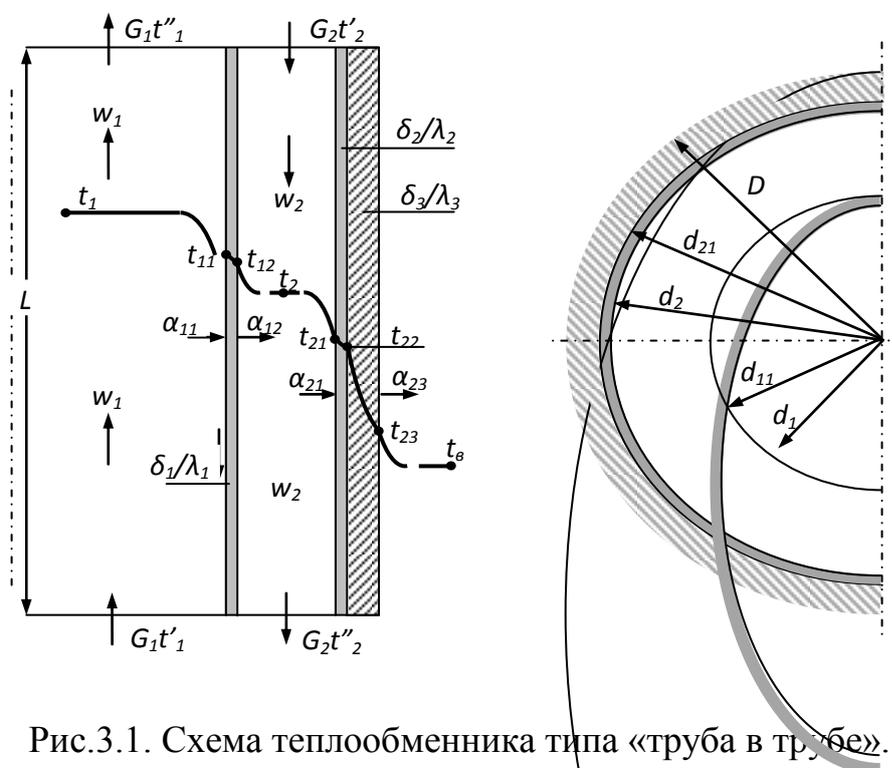


Рис.3.1. Схема теплообменника типа «труба в трубе».

Исходные данные:

Внутренний диаметр трубы $d_1 = 32$ мм,

Толщина стенки трубы $\delta = 2$ мм,

Длина трубы $l = 2$ м,

Материал трубы – сталь $\lambda_c = 50 \text{ Вт} / \text{м} \cdot \text{град}$

Температура насыщенного пара на входе и выходе:

$$t_{\text{п.н.}} = 47^\circ \text{C},$$

$$t_{\text{п.к.}} = 43^\circ \text{C}.$$

Требуемые температуры охлаждающей воды:

$$t_{\text{в.н.}} = 37^\circ \text{C};$$

$$t_{\text{в.к.}} = 30^\circ \text{C}.$$

Расчёт теплообменника «Труба в трубе»

Согласно рабочей диаграмме водоструйного эжектора ЭВ-7-1000, рабочие точки в наилучшем решении находятся в пределах $P = 0,1 \text{ кг/см}^2$ и $G_{\text{в-х}} = 140 \text{ кг/час}$.

Из литературы [1,2,3] известно, что при плохой работе конденсатора содержание воздуха достигает 60÷70% (отсасываемой эжектором среде). Тогда в отсасываемой среде:

$$\text{воздуха } D_{\text{в-х}} = 140 \text{ кг/час} - 70\%$$

$$\text{пара } D_{\text{п}} = 60 \text{ кг/час} - 30\%$$

Относительная доля воздуха в паре:

$$\varepsilon = \frac{D_{\text{в-х}}}{D_{\text{п}}} = \frac{140}{60} = 2,33$$

Тепловой баланс теплообменника «труба в трубе».

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 (t_1' - t_1'') \cdot \eta \quad (1)$$

где: Q_1 - количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем (паровоздушной средой), [кДж/сек].

G_1 - расход горячего теплоносителя, кг/час (берется наихудшее значение);

c_1 - коэффициент теплоемкость паровоздушной смеси, [кДж/кг·град];

3600 – переводной коэффициент времени;

t_1' , t_1'' - температуры паровоздушной смеси на входе и на выходе из теплообменниками «труба в трубе», °С;

η – к.п.д. теплообменника.

$$Q_1 = 200 \cdot 1,9005 \cdot (47 - 43) \cdot 0,98 = 1490 \text{ кДж/3600} = 0,414 \text{ кДж/сек};$$

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2(t_2'' - t_2'); \quad (2)$$

где: Q_2 - количество теплоты, воспринимаемые холодным теплоносителем, (водой), [кДж/сек];

G_2 - расход холодного теплоносителя, кг/час;

c_2 - коэффициент теплоемкость холодной воды, [кДж/кг·град];

t_2' , t_2'' - температуры холодной воды на выходе и на входе теплообменника, °С;

Из уравнения теплового баланса (1) определяем расчетное значение необходимого количество холодной воды:

$$Q_1 \cdot \eta = Q_2 \quad (2)$$

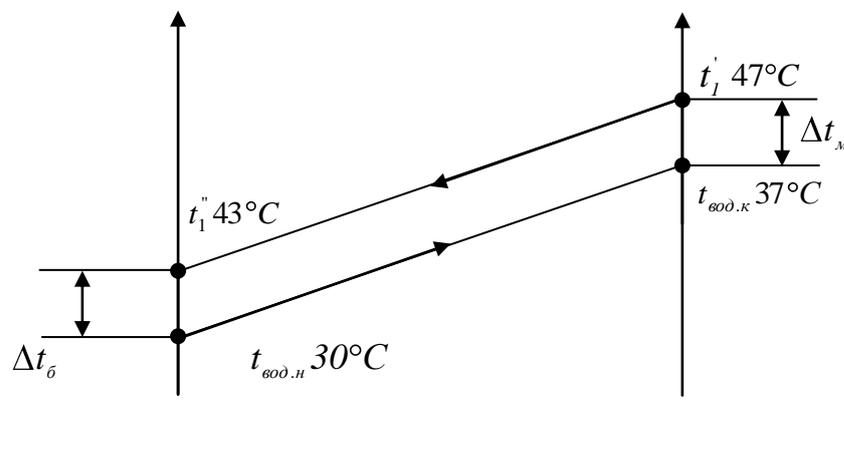
$$G_1 \cdot c_1(t_1' - t_1'') \cdot \eta = G_2 \cdot c_2(t_2'' - t_2') \quad (3)$$

$$G_2 = \frac{Q_1 \cdot \eta}{c_2(t_2'' - t_2')}$$

Где: $t_2'' = 37^\circ \text{C}$; $t_2' = 30^\circ \text{C}$;

$$G_2 = \frac{0,414}{4,179 * (37 - 30)} = 0,014 \text{ кг/сек} = 51 \text{ кг/час.}$$

Определяем средне логарифмическое значение температуры:



$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

где: Δt_{δ} - большая разница температур; Δt_{μ} - меньшая разница температур.

$$\Delta t_{cp} = \frac{13 + 10}{2} = 11,5 \approx 12,0^\circ \text{C}.$$

Средняя температура воды:

$$t_2 = \frac{30 + 37}{2} = 33,5^\circ \text{C}$$

при $t_2 = 33,5^\circ \text{C} \Rightarrow$ параметры воды:

$$P_2 = 5,805 \text{ кПа};$$

$$\lambda_2 = 623 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)};$$

$$\rho_2 = 993,95 \text{ кг/м}^3;$$

$$\mu = 724,15 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\text{Pr} = 4,86$$

$$\nu_2 = 0,732 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$C_{p2} = 4,179 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Расход охлаждающей воды:

$$G_2 = \frac{0,414}{4,179 * (7 - 30)} = 0,014 \text{ кг/сек} = 51 \text{ кг/час}.$$

Из [14] берём ориентировочное значение «К»:

- от газа к жидкости: $10 \div 60 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$

- от конденсирующего пара к воде: $800 \div 3 \text{ 500 Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Для обеспечения турбулентного течения воды при $Re > 10\,000$, скорость в трубе принимаем:

$$w_2 = 2 \text{ м/сек.}$$

$$\text{Тогда: } Re = w_2 \cdot d_2 / \nu_2 = 2 \cdot 0,4 / 0,732 \cdot 10^{-6} = 1092896,2$$

Теплоотдача при развитом турбулентном течении в прямых трубах и каналах ($Re \geq 10\,000$):

$$Nu_2 = 0,021 \cdot \varepsilon_L \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr / Pr_{\text{стенки}})^{0,25},$$

Где: ε – коэффициент учитывающий отношение длины L и d ,

при $L / d \geq 50$, $\varepsilon = 1$.

$$Nu_2 = 0,021 \cdot (1092896,2)^{0,8} \cdot (4,86)^{0,43} \cdot (4,86/3,5)^{0,25} = 3027$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

$$\alpha_2 = 3027 \cdot 0,623 / 0,4 = 4715 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

Определения параметров тепло-массообмена со стороны паровоздушной среды.

при $t_n = 45^\circ \text{C} \Rightarrow$ параметры пара:

$$P_1 = 9,85 \text{ кПа};$$

$$\lambda_1 = 20,5 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)};$$

$$\rho_1 = 0,69 \text{ кг/м}^3;$$

$$\mu_1 = 9,83 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$Pr_1 = 4,86$$

$$\nu_1 = 155,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$C_{p2} = 1,9005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$r = 2086 \text{ кДж}/\text{кг};$$

Напишем уравнение теплового баланса:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \text{ Вт.}$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cmn}}{\lambda_{cmn}} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

Для горизонтальной трубы:

$$\bar{\alpha}_1 = 0,782 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \cdot g \cdot \lambda_{cmn}^3}{\mu (t_n - t_{cmn}) d}} \cdot \varepsilon_t,$$

$$\text{Где: } \varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{cmn}}{\lambda} \right)^2 \cdot \frac{\mu}{\mu_{cmn}} \right]^{1/8}.$$

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_1 &= 0,782 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \cdot g \cdot \lambda_{cmn}^3}{\mu (t_n - t_{cmn}) d}} \times \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda} \right)^2 \cdot \frac{\mu}{\mu_{cmn}} \right]^{1/8} = \\ &= 0,782 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,69^2 \cdot 9,81 \cdot 2086 \cdot 10^3}{9,83 \cdot 10^{-6} \cdot (5 - 35) \cdot 0,32}} \times \left[\left(\frac{623}{20,5} \right)^2 \cdot \frac{724,15 \cdot 10^{-6}}{9,83 \cdot 10^{-6}} \right]^{1/8} = 60 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град} \end{aligned}$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{60} + \frac{0,02}{50} + \frac{1}{4715}} = 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

$$F_1 = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} \text{ м}^2.$$

$$F_1 = \frac{1490}{60 \cdot 12} = 2,07 \text{ м}^2$$

Таблица 1.

Основные расчетные параметры теплообменника «Труба в трубе»

№	Наименование параметров	Условное обозначение	Размерность	Результаты расчета
1.	Относительная доля воздуха в паре	ε	кг/час или %	2,33
2.	Количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем (паровоздушной средой)	Q_1	кДж/сек	0,24
3	Коэффициент теплоемкости паровоздушной смеси	c_1	кДж/кг·град	1,43
4	Расход (массовый) холодного теплоносителя	G_2	кг/час; кг/сек	600,0; 0,167
5	Расход (объёмный) холодного теплоносителя	V_2	м ³ /сек	0,00017
6	Среднелогарифмическое значение температуры	Δt_{cp}	°С	11,0
7	Скорость воды в трубе	w_2'	м/сек	0,48

8	Число труб обеспечивающих V_2 воды	n'		1
9.	Коэффициент теплоотдачи от воды к наружной поверхности внутренней трубы	α_2	Вт/($m^2 \cdot \text{град}$)	2 031
10.	Коэффициент теплоотдачи от воды к наружной поверхности горизонтальной трубы	$\bar{\alpha}_1$	Вт/($m^2 \cdot \text{град}$)	5360
11.	Коэффициент теплопередачи между теплоносителями	K_1	Вт/($m^2 \cdot \text{град}$)	1389
12.	Поверхность внутренней трубы теплообменника «Труба в трубе»	F_1	m^2	0,22
13.	Длина внутренней трубы теплообменника «Труба в трубе»	l_1	м	3,33
14	Общая длина теплообменной трубы	L_3	м	6,7

Основные размеры теплообменника «Труба в трубе» на основе таблицы 3 приведены на рисунке 3.2.

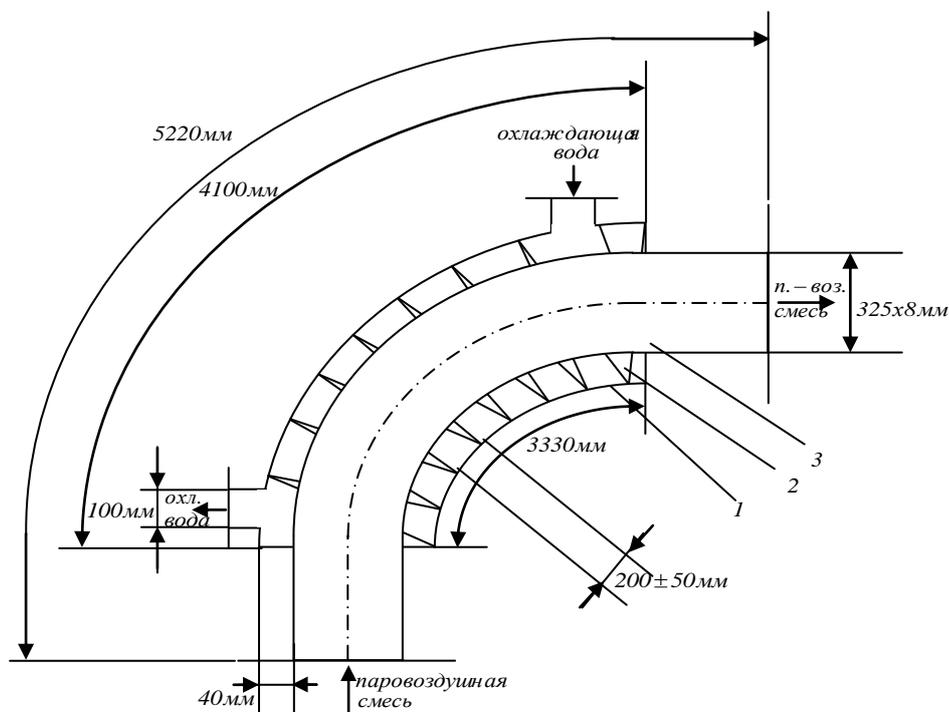


Рис. 3.2. Теплообменник «труба в трубе» с шнекообразным завихрителем:

1 – кожух; 2 – шнекообразный завихритель; 3 – внутренняя труба.

§3.2. Разработанная новая система углубления вакуума в конденсаторном блоке №2 Ново-Ангренской ТЭС.

Уменьшение паросодержания паровоздушной смеси, отсасываемой из конденсатора, может быть достигнуто ее дополнительным охлаждением в специальных охладителях, установленных на трубопроводах отсоса паровоздушной смеси (рис. 3.3).

Дополнительные воздухоохладители должны обладать минимальным гидравлическим сопротивлением и эффективно конденсировать пар из

паровоздушной смеси. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяет поверхностный теплообменник типа "труба в трубе" с кольцевыми камерами.

Поскольку использование дополнительных воздухоохладителей приводит к интенсивной конденсации в них пара и паровоздушной смеси и, тем самым, провоцирует дополнительный поток пара из конденсатора в трубопровод отсоса, то с целью уменьшения гидравлических потерь они располагаются непосредственно на выходе из конденсатора.

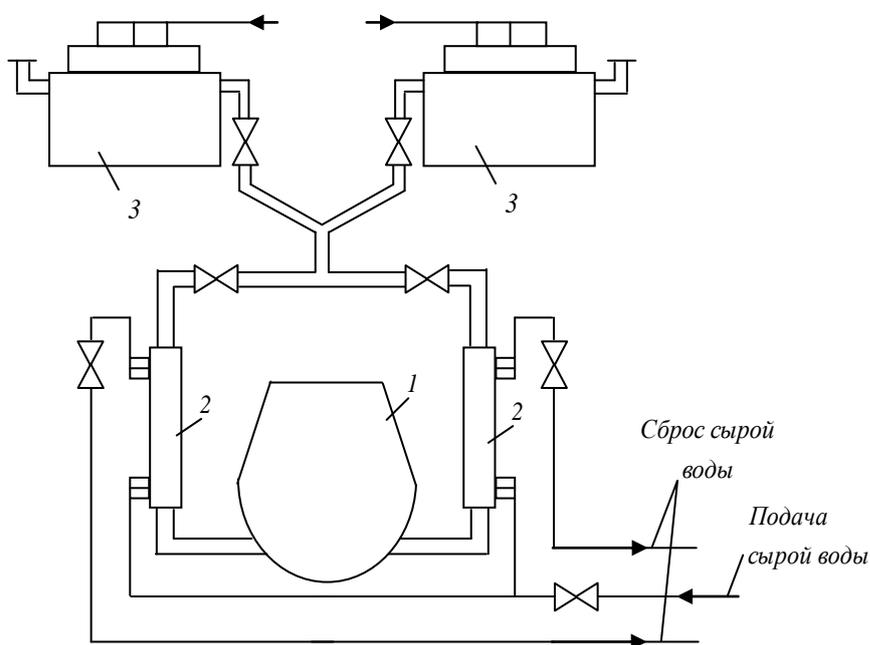


Рис. 3.3.. Предлагаемая схема дополнительных воздухоохладителей на линиях отсоса паровоздушной смеси из конденсатора турбоустановки К-300-240 ЛМЗ блока №2: 1 – конденсатор-300-КЦС-1; 2 – воздухоохладители; 3 – основные водоструйные эжекторы ЭВ-Т-1000.

При включении в работу воздухоохладителей происходит существенное понижение давления (расчетное 0,8 - 1,7 кПа) как на входе в водоструйный эжектор, так и в самом конденсаторе. Кроме того, понижение давления в конденсаторе сопровождается соответствующим снижением в нем температурных напоров.

Проведенные расчеты показали возможность практического использования предлагаемого способа для повышения деаэрирующей способности конденсатора, особенно в условиях повышенных до 8°-9°С и более разностей температур циркуляционной и охлаждающей воздухоохладителя воды.

§3.3. Техничко-экономический анализ эффективности работы конденсационных установок

Эффективность работы конденсационных установок паровых турбин в общем случае зависит от совершенства методик расчета, конструкторской проработки при проектировании, качества изготовления и условий эксплуатации всех элементов установки. Известно, что повышению эффективности работы конденсационных установок способствует, в частности, повышение их надежности. Неисправности в работе конденсаторов паровых турбин, а также отдельные недоработки в их конструкции являются одной из причин снижения экономичности турбоустановок в условиях эксплуатации и перерасхода металла (на трубные системы) из-за недостаточно продолжительного срока службы аппаратов. Известны случаи, когда выход из строя конденсаторов приводил к останову всей турбоустановки [1]. Это предопределяет актуальность и необходимость рассмотрения любого предложения по повышению эффективности конденсационных установок паровых турбин как с позиции интенсивности теплообмена (в конденсаторах), так и с позиций надежности работы всех элементов установки в условиях эксплуатации. Изменение (увеличение) давления в конденсаторе на $\pm 9,8 \cdot 10^{-3}$ МПа ($\pm 0,01$ кг/см²) приводит для всех нагрузок к изменению мощности примерно на 1% от номинальной [5]. Для блока №4 Н-А ТЭС в нашем случае снижается на 6,6 МВт ($\Delta t = 9$ °С). Решение вопроса о целесообразности применения дополнительных

теплообменниках для углубления вакуума и в выборе параметров для их осуществления необходимо провести на основе всестороннего технико-экономического анализа. При этом конденсатор должен рассматриваться не изолированно, а как органический элемент турбины. В основу методики анализа было положено определение экономии приведенных затрат:

$$\Delta \mathcal{E} = S_{\text{заН}}^{\text{эл}} \Delta N_{\text{н}} \tau - \Delta K (E_{\text{н}} + H_{\text{а}}),$$

где — $S^{\text{эл}}$ - замыкающие затраты на электроэнергию;

ΔN - изменение мощности турбоустановки (нетто) за счет повышения эффективности работы конденсатора (углубления вакуума) с учетом увеличения мощности на прокачку теплоносителя;

τ — число часов использования электрической мощности энергоблока (турбины) в год;

ΔK — увеличение стоимости конденсатора по сравнению со сравниваемым (с доп. теплообменником) вариантом (увеличение капитальных затрат);

$E_{\text{н}}$ — нормативный коэффициент экономической эффективности новой техники;

$H_{\text{а}}$ — норма амортизации турбинного оборудования.

Технико-экономический анализ проводился с учетом изменения следующих основных факторов: тепловая эффективность аппаратов (теплообмен со стороны обоих теплоносителей, общий коэффициент теплопередачи), гидравлическое сопротивление (трубных систем и аппаратов в целом), показатели надежности аппаратов (коррозионная стойкость, прочностные и вибрационные характеристики, конструкция и система расстановки промежуточных теплообменников), и технологии их изготовления. Такой комплексный подход позволяет принять обоснованное решение по целесообразности использования (применения) мероприятия, направленного на повышение эффективности конденсационных установок

паровых турбин. При этом в основу методики расчета могут быть положены и другие зависимости, отличающиеся от формулы [1,2,3,4, 5, 6].

Снижение температуры конденсации выходящего из турбины пара на 10° (с 40 до 30° С) и связанное с этим углубление вакуума на $3,2\%$ приводит к повышению термического КПД турбины на $1,4\%$, что равносильно увеличению мощности турбины примерно на $2,7\%$ при том же расходе пара и топлива.

В ы в о д ы

1. Результаты исследования конденсаторной установки блока №4 показали, что на уровень вакуума в конденсаторе влияют значения начальной температуры охлаждающей воды и его расход (недостаточные), наличие отложений и накипи на поверхности теплообмена, а также снижение удельной паровой нагрузки. На режим работы конденсаторов также влияет присосы воздуха через неплотности и ухудшенные характеристики работы воздушных насосов.

2. На основе теплотехнических расчетов была разработана система углубления вакуума в конденсаторе блока №2 путем модернизации соединительного трубопровода между воздушным насосом и конденсатором.

3. Предлагается превратить соединительную трубу в теплообменник «труба в трубе» с шнекообразным завихрителем для интенсификации процесса теплообмена.

4. По расчетным данным ожидается охлаждение парогазовой смеси дополнительно на $\Delta t = 2..3^{\circ} \text{C}$, что соответствует углублению вакуума в конденсаторе на величину $\Delta p = 0,8...1,7 \text{ кПа}$.

5. Были рассчитаны основные параметры (рабочие размеры) теплообменника «труба в трубе» с шнекообразным завихрителем.

Литература

1. Паротурбинные установки атомных электростанций / Под ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978. – 288 с.
2. Попырин Л. С., Май В. А., Наумов Ю. В. Система оптимальной разработки и проектирования низкопотенциального комплекса ТЭС и АЭС // Теплоэнергетика. 1984. № 7. С. 36—40.
3. Порфирьев Ю. А. Конденсационные установки мощных паровых турбин // Энергетическое машиностроение (НИИЭинформэнергомаш). 1981, №5. -192 с.
4. Руководящие технические материалы РТМ 24.021.14-74. Методика выбора выходных сечений ЦНД турбин, характеристик конденсаторов и охладительных устройств для блоков на органическом и ядерном топливе. М., 1974. -196 с.
5. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. М.: СПО "Союзтехэнерго", 1982. -271 с.
6. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976. - 192 с.
7. «Конденсационные установки паровых турбин» Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Москва Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.
8. Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240ЛМЗ, Москва 1976. -255 с.
9. Денисов Э.П. Влияние присосов воздуха на работу конденсационной установки / Э.П. Денисов, А.В. Дорощенко, В.Ю. Григорьев // Теплоэнергетика, № 1, 1997. -336с.
10. Шкловер Г.Г. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин / Г.Г. Шкловер, О.О. Мильман М.: Энергоатомиздат, 1985. -240 с.

11. Шемпелев А.Г. Расчет и диагностика вакуумного конденсатора пара с учетом характеристик его воздухоудаляющего устройства /. -233 с.
12. А.Г. Шемелев, В.М. Сущих // Сборник научных трудов ВятГТУ Киров, 1997. -196 с.