

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

**ПОДОГРЕВАТЕЛИ РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ
СМЕШИВАЮЩИЕ И СХЕМЫ ИХ ВКЛЮЧЕНИЯ
РАСЧЕТ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ**

РТМ 108.038.03—83

Издание официальное

ПОДОГРЕВАТЕЛИ РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ СМЕШИВАЮЩИЕ
И СХЕМЫ ИХ ВКЛЮЧЕНИЯ**РТМ 108.038.03—83**

РАСЧЕТ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Взамен РТМ 108.038.01—76

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 30.06.83 № ВВ-002/5145 срок действия

с 01.01.85до 01.01.90

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на подогреватели регенеративные смешивающие (ПНС) с давлением греющего пара до 150 кПа, применяемые в системах регенерации низкого давления паровых турбин электростанций на органическом топливе и АЭС.

РТМ устанавливает методику теплового и гидравлического расчета ПНС, дает рекомендации по выбору их конструктивной схемы, разработке основных узлов, включению в системы регенерации низкого давления паровых турбин и их эксплуатации.

1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1.1. В РТМ приняты следующие основные обозначения:

- G — расход, кг/с;
- $p, \Delta p$ — давление, разность давлений, кПа;
- i — удельное количество теплоты, кДж/кг;
- ρ — плотность, кг/м³;
- v — удельный объем, м³/кг;
- t — температура, °С;
- Q — поток тепловой энергии, кДж/с;
- τ — время, с;
- w — скорость, м/с;
- h — уровень, м;
- F — площадь перфорации, сечения трубы или камеры, м²;
- $H, \Delta H$ — высота, разность высот, м;
- V — объем сосуда, трубы и т. д., м³;
- L — длина трубы, периметра участка перфорации на входе или выходе пара, м;
- l — длина струи, м;
- d — диаметр струи, м;
- D — диаметр трубы, сосуда и т. д., м;
- n — число отверстий;
- S — шаг, расстояние между центрами отверстий, м;
- K_1 — коэффициент теплопередачи через поверхность раздела фаз на полке (тарелке) в водяной камере, кДж/(с·м²·°С);
- K_2 — коэффициент, учитывающий увеличение поверхности раздела фаз за счет волнообразования;
- a — коэффициент истечения через отверстие;
- m — глубина струйного пучка в направлении движения пара, м;
- z — число рядов струй в направлении движения пара;

α — угол отклонения струй под воздействием набегающего потока пара;

$\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент трения внутри трубы.

1.2. В РТМ применяются индексы:

п — пар;

к — конденсат, вода, конденсатор;

s — на линии насыщения;

* — критический;

в — воздух;

вып — выпар;

пв.с — паровоздушная смесь;

п.и — из постороннего источника;

вх — на входе;

вых — на выходе;

ср — средний;

пр — приведенный;

в.к — водяная камера;

1, 2, 3 — номера отсеков;

тр — труба;

г — гидростатический;

д — динамический;

м — местный;

ст — струйный пучок;

0 — начальный, исходный.

2. ВЫБОР СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ПНС

2.1. Выбор оптимальной схемы регенерации турбины с применением ПНС производится с учетом особенностей поверхностных и смешивающих подогревателей низкого давления (ПНД), их достоинств и недостатков, требований к различным схемам включения смешивающих подогревателей и особенностей тепловой схемы энергоблока.

2.2. ПНС имеют следующие преимущества в сравнении с подогревателями поверхностного типа: практическое отсутствие недогрева конденсата до температуры насыщения греющего пара; незначительную чувствительность к примеси воздуха (неконденсирующихся газов) в греющем паре, что позволяет сохранять высокую тепловую эффективность подогревателя при наличии присосов воздуха в вакуумную систему турбоустановки;

высокую надежность и долговечность конструкции благодаря отсутствию трубной системы; сравнительно невысокую стоимость из-за простоты конструкции и отсутствия дорогостоящих и дефицитных материалов;

отсутствие отдельного вывода конденсата греющего пара и связанной с этим группы сливных насосов;

уменьшенную поверхность соприкосновения металла с водой, что благоприятно сказывается на водно-химическом режиме энергоблоков.

Кроме того в ПНС обеспечивается разрыв потока основного конденсата, что способствует улучшению условий работы конденсатных насосов, при этом не требуется применения трубопроводов, арматуры и поверхностных ПНД, рассчитанных на суммарное давление двух ступеней конденсатных насосов.

2.3. К недостаткам смешивающих подогревателей следует отнести:

необходимость установки насоса после каждого по ходу воды подогревателя или их размещения на разных высотах для возможности использования самотечного перелива воды из ПНС с меньшим давлением в ПНС с более высоким давлением;

быстрое (за 4—5 мин) заполнение подогревателя водой при отказе откачивающего насоса, что приводит к необходимости применения защитных устройств повышенной надежности против затопления подогревателя;

необходимость размещения в расположенном перед насосом подогревателе объема воды, обеспечивающего необходимое качество регулирования уровня и нормальную работу насоса; это приводит к необходимости применения средств защиты против попадания в турбину пароводяной эмульсии, образующейся при вскипании запасенной в подогревателе горячей воды, в случае сброса нагрузки.

2.4. Анализ преимуществ и недостатков ПНС, а также опыт разработки и эксплуатации различных вариантов систем регенерации с использованием ПНС показывают, что целесообразной для внедрения в отечественных турбоустановках является комбинированная схема, в которой на смешивающий принцип работ переводятся ПНД с давлением до 150 КПа, а последующие подогреватели сохраняются поверхностными.

В комбинированной схеме регенерации обеспечивается:

стабильный нагрев воды практически до температуры насыщения греющего пара в первых, обычно вакуумных ступенях подогрева, в которых из-за повышенного содержания в греющем паре воздуха при установке поверхностных подогревателей имеет место значительный недогрев воды, превышающий нормативные значения;

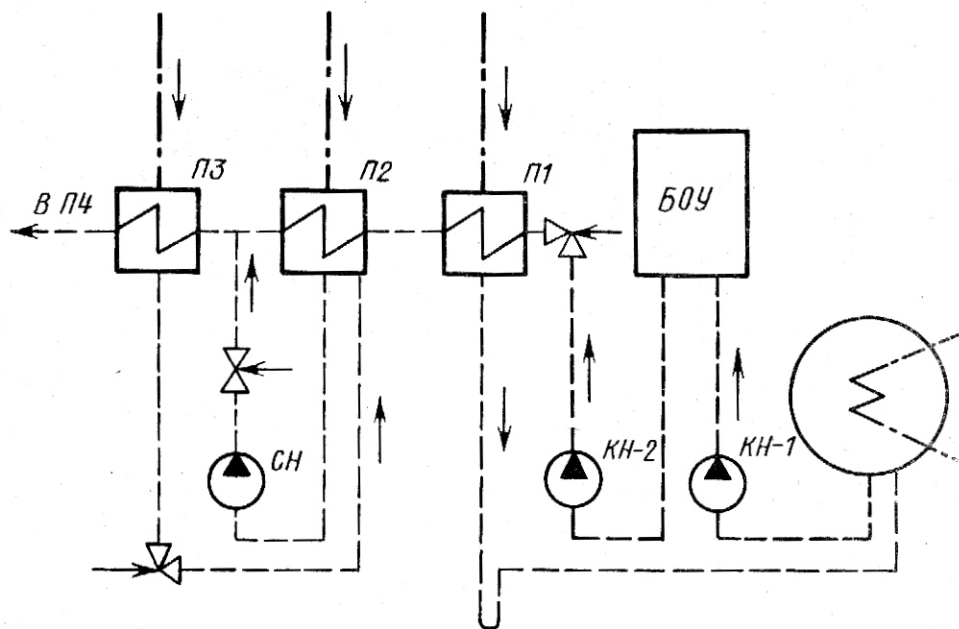
надежная работа последующих по ходу воды поверхностных подогревателей в связи с работой их в расчетных условиях без тепловой перегрузки, что позволяет отказаться от установки байпасных линий с соответствующей арматурой;

уменьшение или полное исключение (при установке ПНС в качестве ПИД-1) сброса конденсата греющего пара из поверхностного ПИД-1 в конденсатор с соответствующей потерей тепла;

возможность установки надежной защиты против затопления смешивающих подогревателей, состоящей из трубопровода аварийного перелива с гидрозатвором;

стабильное поддержание за смешивающими ПИД содержания кислорода в воде на уровне, предписываемом нормами.

Схема регенерации низкого давления из одних поверхностных подогревателей



Черт. 1

На черт. 1—9 приведены схема регенерации низкого давления, имеющая только поверхностные ПИД (см. черт. 1), и различные варианты комбинированной схемы (см. черт. 2—9).

Схемы на черт. 2—4 следует рассматривать как перспективные и в настоящее время не проверенные в отечественной практике.

2.5. Комбинированная система регенерации по схеме с тремя ПНС, включенными по гравитационному принципу (см. черт. 2), позволяет в наибольшей мере использовать преимущества ПНС. При этом обеспечивается максимальное использование пара низкопотенциальных отборов турбины, что дает высокий экономический эффект, но требует для осуществления значительной разности высот между верхним ПНС и откачивающим насосом. Это в ряде случаев затрудняет реализацию данной схемы.

2.6. Схемы с тремя ПНС, из которых два установлены каскадно (см. черт. 3—4), целесообразны, когда имеется возможность установить три смешивающих ПИД, но нет возможности установить все три в один каскад по гравитационному принципу. По сравнению с предыдущей такие схемы компоновочно проще, но требуют установки дополнительной группы насосов.

2.7. Схема с двумя ПНС, установленными по гравитационному принципу (см. черт. 5), является оптимальной для турбоустановок, где с давлением пара в корпусе ниже 150 кПа работают только два подогревателя.

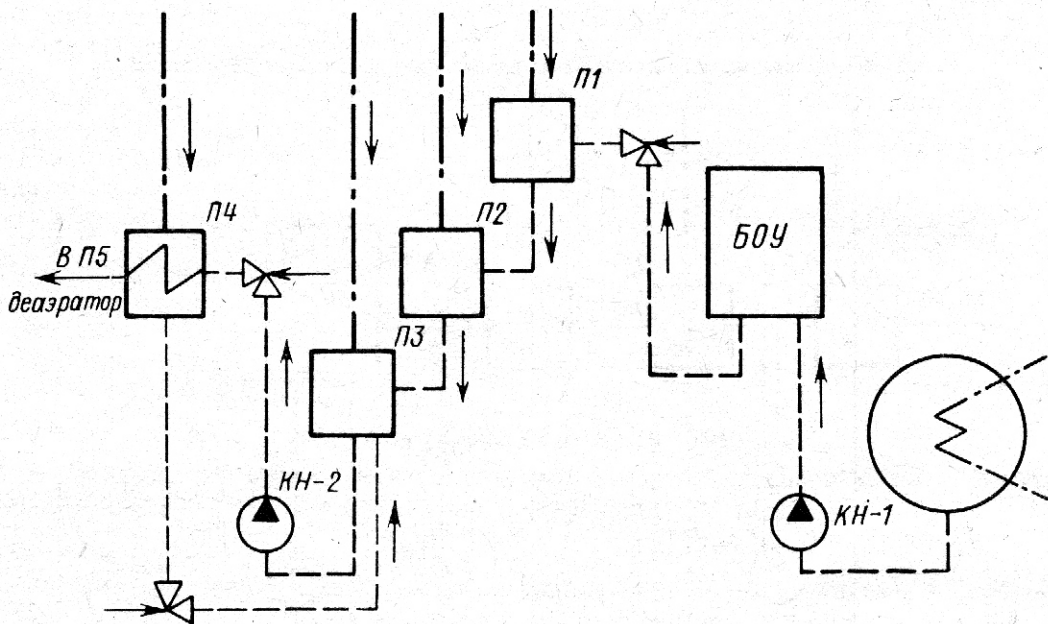
На черт. 6 приведен более полный пример этой схемы, разработанной и проверенной в длительной эксплуатации в системах регенерации 15 турбоустановок К-300-240 ЛМЗ.

2.8. В схеме с двумя ПНС при установке между ними перекачивающих насосов (см. черт. 7) они компоуются так же, как поверхностные. Необходимые при этом дополнительные группа перекачивающих насосов и регулирующий клапан усложняют схему и снижают ее экономичность.

2.9. Схема с установкой только одного ПНС (см. черт. 8—9) наименее трудоемка в условиях реконструкции систем регенерации действующих турбоустановок.

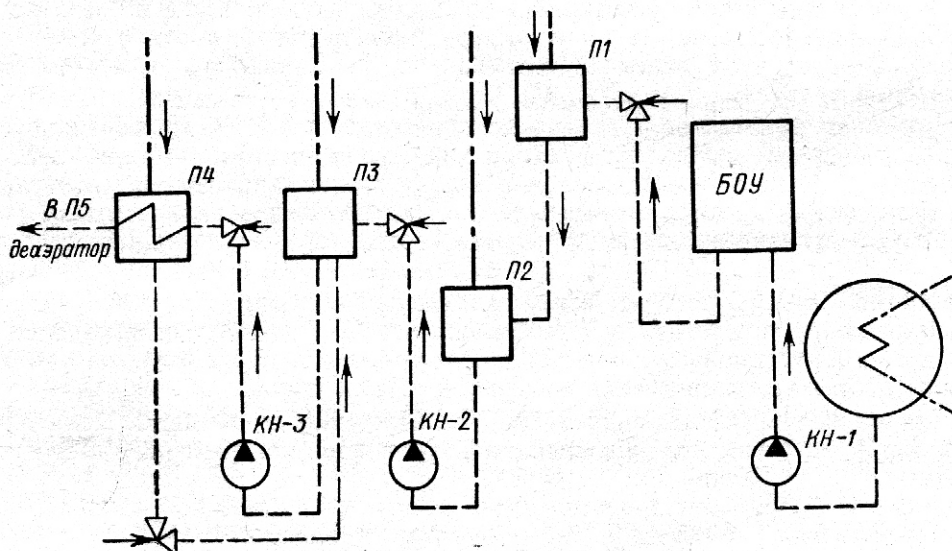
Выбор отбора, на котором наиболее целесообразна установка ПНС, зависит от особенностей тепловой схемы турбоустановки.

Комбинированная схема регенерации низкого давления с тремя ПНС, установленными в один каскад по гравитационному принципу



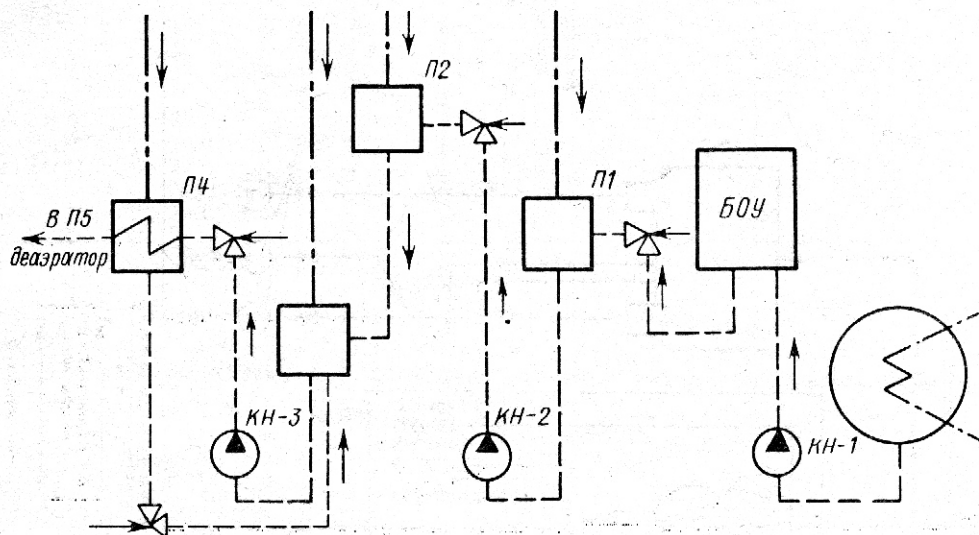
Черт. 2

Комбинированная схема регенерации низкого давления с тремя ПНС, из которых два первых установлены в один каскад по гравитационному принципу



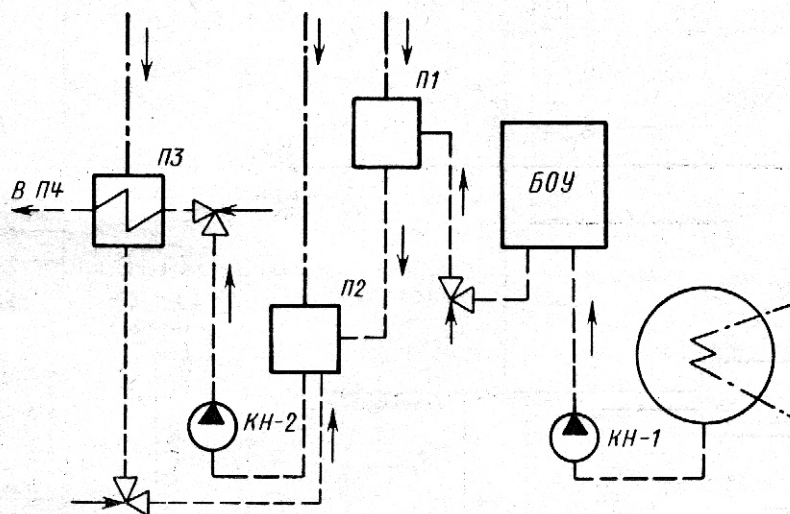
Черт. 3

Комбинированная схема регенерации низкого давления с тремя ПНС, из которых два последних установлены в один каскад по гравитационному принципу



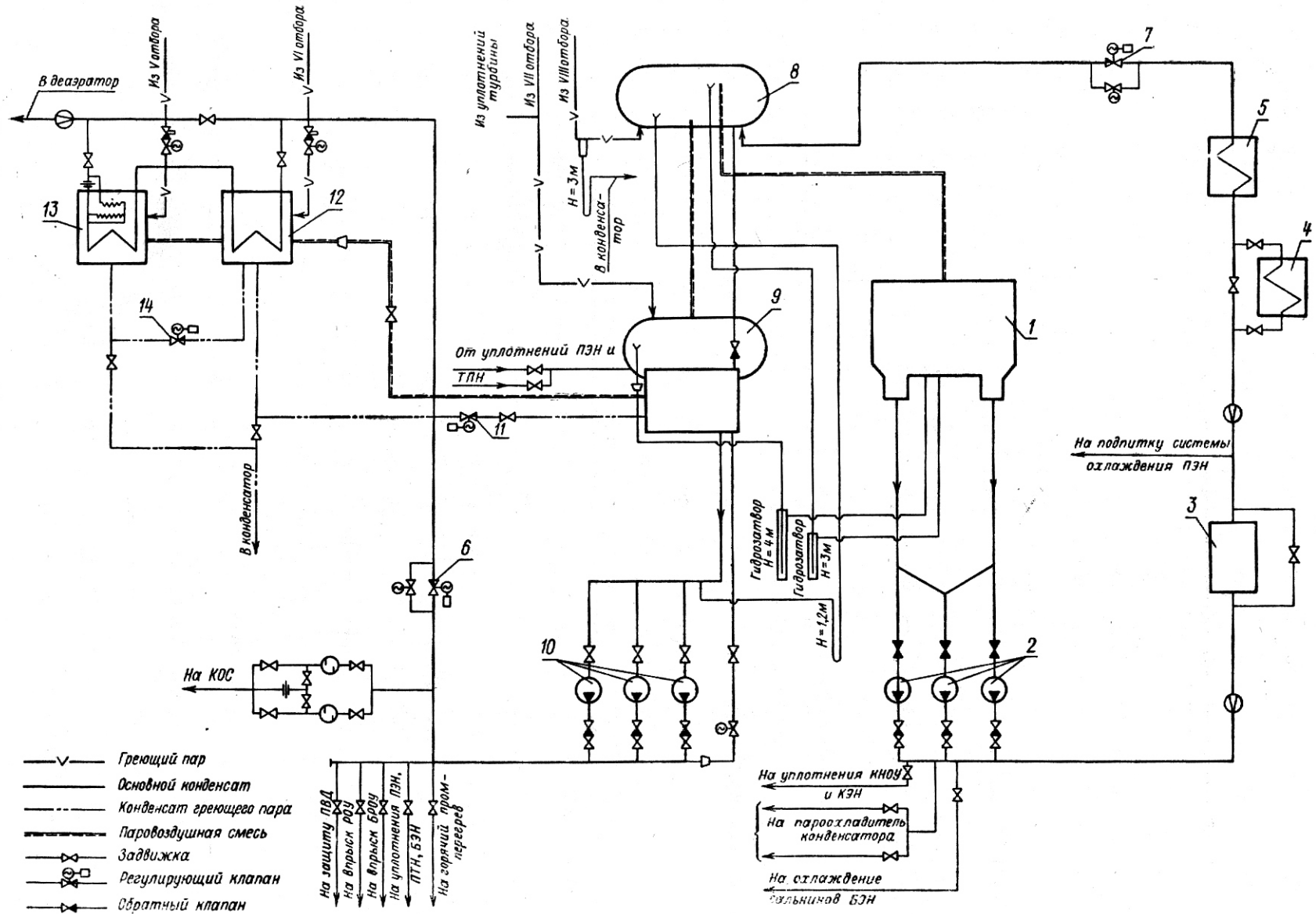
Черт. 4

Комбинированная схема регенерации низкого давления, в которой два ПНС установлены в один каскад по гравитационному принципу



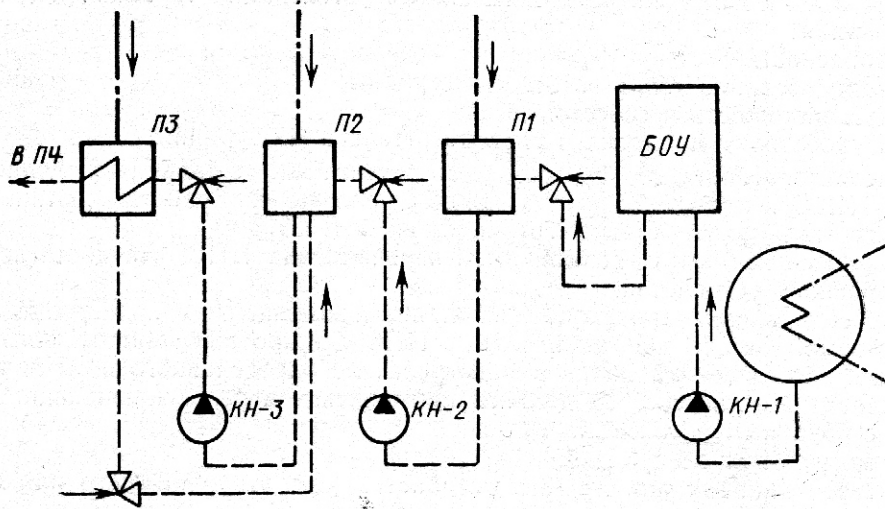
Черт. 5

Схема регенерации низкого давления турбоустановки К-300-240 ЛМЗ со смешивающими подогревателями П1 и П2



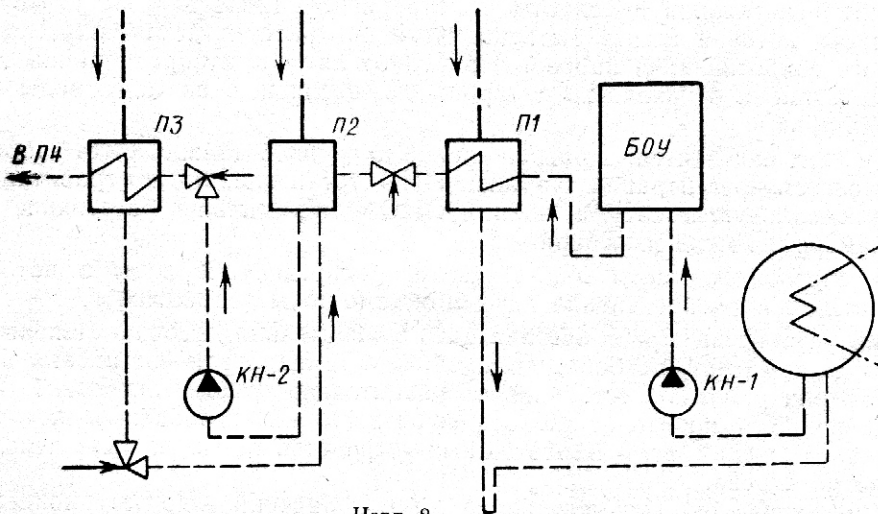
1 — конденсатор; 2 — конденсатный насос I ступени; 3 — обессоливающая установка; 4 — охладитель газа конденсатом; 5 — сальниковый подогреватель; 6 — регулятор уровня П2; 7 — регулятор уровня в конденсаторе; 8, 9 — подогреватели П1 и П2; 10 — КН-2; 11 — регулятор уровня П3; 12, 13 — подогреватели П3 и П4; 14 — регулятор уровня П4

Комбинированная схема регенерации низкого давления с двумя ПНС, конденсат между которыми перекачивается насосом



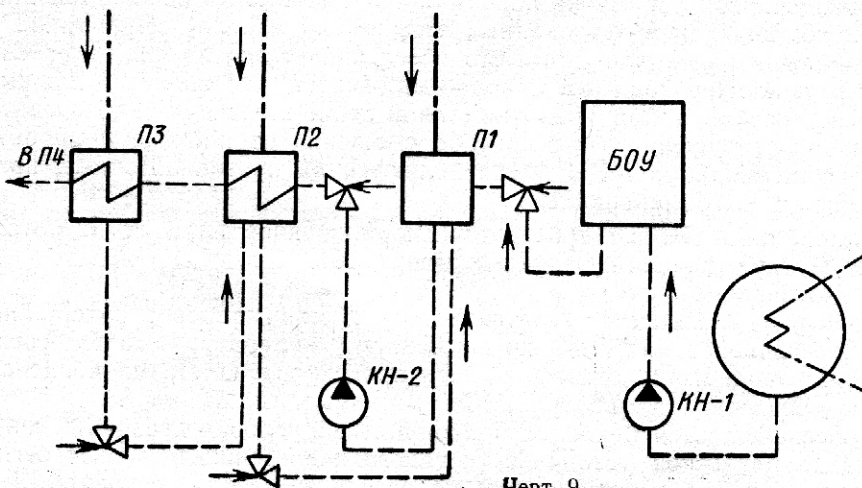
Черт. 7

Комбинированная схема регенерации, в которой только подогреватель П2 — смешивающий



Черт. 8

Комбинированная схема регенерации, в которой только подогреватель П1 — смешивающий



Черт. 9

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПНС

3.1. К ПНС, как и к любым подогревателям систем регенерации турбин, предъявляются следующие основные требования:

- обеспечение безопасности;
- максимальное использование тепла из отбора турбины;
- минимальная металлоемкость и себестоимость;
- компактность и удобство компоновки в системе регенерации турбины.

3.2. Обеспечение безопасности это прежде всего исключение попадания в турбину воды или пароводяной смеси из ПНС в любых эксплуатационных режимах ее работы (останов откачивающих конденсатных насосов, аварийный сброс нагрузки блока и т. д.).

Для этого необходимо исключить возможность переполнения ПНС, что достигается применением переливного или сбросного устройства.

При резком сбросе давления происходит вскипание находящейся в подогревателе нагретой воды с увеличением ее объема. Количество такой воды в ПНС должно быть минимальным. Если по условиям работы системы необходимо наличие в подогревателе определенного объема воды для обеспечения работы конденсатных насосов, то должны применяться меры, исключающие возможность ее выброса в турбину с обратным потоком пара.

Этими мерами могут быть следующие:

- установка обратного клапана или другого устройства, предотвращающего или сильно ограничивающего обратный поток пара;
- отделение объема конденсатосборника от собственно подогревателя перегородкой с установкой на ней аналогичных устройств;
- применение устройства для сепарации влаги, а также любая комбинация этих мер, гарантирующая безопасность турбины.

3.3. Максимальное использование теплоты из отбора предполагает подогрев конденсата до наивысшей температуры, которая может быть получена при располагаемых параметрах пара, и обеспечение минимального сопротивления парового тракта от камеры отбора турбины до входного патрубка подогревателя, а также от входного патрубка до последней по ходу воды в подогревателе струйной ступени подогрева.

3.4. ПНС должен быть компактен, а расположение патрубков должно быть удобным для включения подогревателя в систему регенерации турбины. ПНС, установленные по гравитационному принципу, должны иметь минимальную высоту, а нижний ПНС — минимальное расстояние между уровнями в верхней водяной камере и конденсатосборнике.

3.5. Имеется два способа смешения воды с паром: распределение воды в потоке пара в виде струй, капель или пленок и распределение пара в объеме воды (барботаж).

3.6. Барботажные устройства могут обеспечивать сравнительно высокую степень деаэрации воды, а также ее подогрев до температуры более высокой, чем температура насыщения над поверхностью воды; но вместе с тем они работают устойчиво в сравнительно узком интервале нагрузок, имеют значительное сопротивление, а защита от заброса воды в турбину с обратным потоком пара у них недостаточно надежна. В связи с этим барботажные устройства не могут быть использованы в качестве основной ступени подогрева.

Их применение целесообразно для устранения малых значений недогрева конденсата и осуществления его деаэрации, а также для дополнительного нагрева конденсата в конденсатосборнике. Для этих целей используют утилизируемые в подогревателе сбросы пара или перегретой воды с температурой, превышающей температуру насыщения, в паровом пространстве ПНС.

3.7. Из способов раздачи воды в потоке пара наиболее простым в осуществлении является струйное дробление воды с помощью перфорированных лотков или тарелок. При такой раздаче практически отсутствует эрозионный износ отверстий, что обеспечивает долговечность работы подогревателя и постоянство характеристик. Необходимый напор — минимален, что является важным фактором для всех ступеней подогрева, особенно при гравитационной схеме включения подогревателей.

Методика расчета при применении этого способа смешения отработана и апробирована.

По направлению движения пара ПНС подразделяются на противоточные, прямоточные, с параллельной раздачей пара и комбинированные.

3.8. Наиболее рациональны ПНС с противоточным движением пара, когда поток пара поочередно омывает все каскады струй, начиная с нижнего (черт. 10).

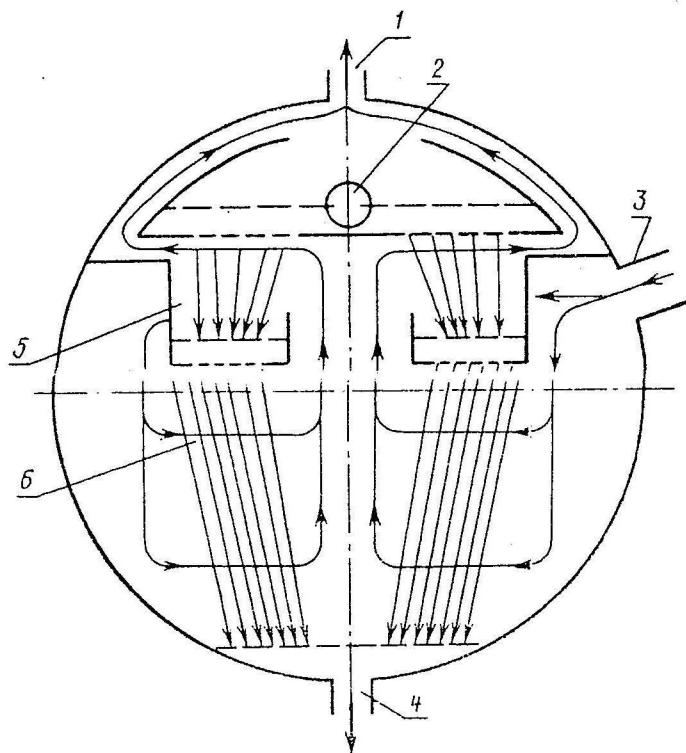
Достоинства противоточной схемы:

- окончательный подогрев конденсата ведется паром с минимальным содержанием неконденсирующихся газов, что обеспечивает максимально возможную температуру его подогрева;
- конденсация остатков пара из парогазовой смеси происходит на струях конденсата с минимальной температурой, что обеспечивает работу ПНС с минимальным выпаром;
- при противотоке обеспечиваются наиболее благоприятные условия деаэрации конденсата.

Для повышения гидравлической устойчивости такого подогревателя может быть уменьшен расход пара в его верхнюю часть путем ограничения подогрева на верхних ступенях.

3.9. Подогреватели прямоточные и с параллельной раздачей пара не рекомендуются к применению в «чистом» виде из-за их недостаточных тепловой эффективности и деаэрационной способности. Однако при необходимости существенного сокращения габаритов могут применяться ПНС, где прямоточные или параллельное движение пара в зоне основного подогрева должно комбинироваться с противоточным охлаждением выпара. При этом их тепловая эффективность и деаэрационная способность повышаются.

Схема ПНС с противоточным движением воды и пара



1 — отсек паровоздушной смеси; 2 — подвод конденсата (показано условно); 3 — подвод греющего пара (показано условно); 4 — отвод конденсата; 5 — I струйный отсек; 6 — II струйный отсек

Черт. 10

3.10. Скорость воды в отверстиях перфорированных тарелок (лотков) в зоне массовой конденсации пара рекомендуется принимать не более 1,5 м/с. Для обеспечения развитой поверхности контакта фаз целесообразно применять сравнительно небольшие диаметры отверстий (8—12 мм). При меньших диаметрах отверстий возрастает вероятность их засорения. С увеличением длины струи может быть увеличен и ее диаметр. При необходимости уменьшения конденсации пара в струйном пучке охлаждения паровоздушной смеси скорости конденсата в отверстиях и диаметры отверстий следует увеличивать, а длину струй сокращать. Расположение отверстий в перфорированной тарелке принимается по равнобедренному треугольнику. Рекомендуемый шаг разбивки отверстий $S=2,5d$.

3.11. Скорость набегающего потока пара рекомендуется выбирать так, чтобы динамический напор $\frac{\rho w_1^2}{2}$ составил от 10 до 15 Па.

Для струйных пучков основного нагрева величина динамического напора может быть увеличена до 25 Па. Для пучка воздухоохлаждителя динамический напор выбирается в пределах от 2 до 5 Па.

Скорость парового потока определяется по площади поперечного сечения канала в струйном пучке. Заполнение канала струями не учитывается.

Если отношение скоростей пара на входе в струйный пучок и на выходе из него превышает 1,7, за осредненную скорость принимается средняя логарифмическая.

3.12. Наряду с безнапорным струйным распределением воды в потоке пара могут быть рекомендованы и другие способы, в частности напорное пленочное водораспределение. Один из способов образования пленки (черт. 11), нашедших применение в ряде конструкций ПНС, состоит в том, что два ряда струй, вытекающих из горизонтального коллектора, отражаются от вертикальных пластин. Струи вытекают из сопел диаметром 12 мм под углом 40° к горизонту. Расстояние между соплами 100 мм, скорость истечения 6—7 м/с, высота пластин 130 мм.

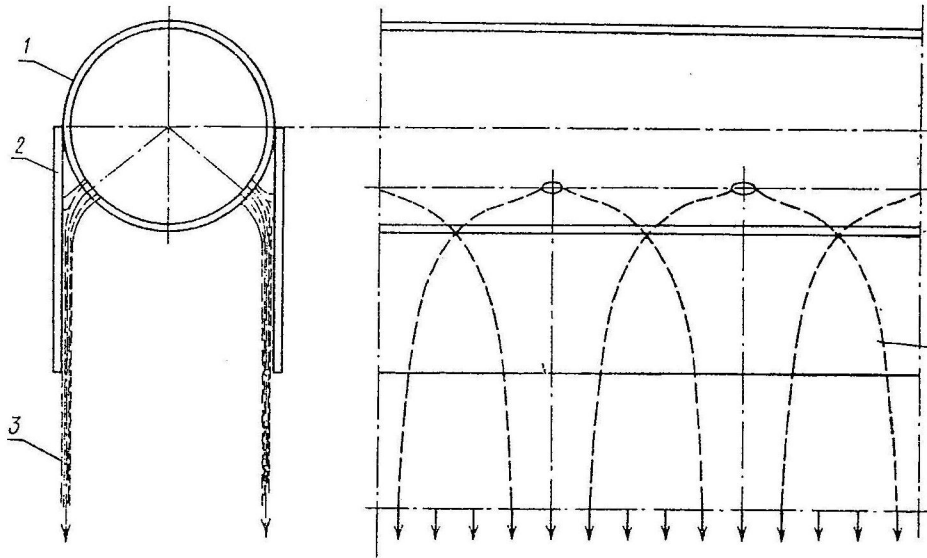
При отсутствии неконденсирующихся газов подогрев до температуры, близкой к температуре насыщения, происходит, как показывает практика, на длине пленки 0,2—0,3 м.

3.13. Скорости пара в патрубках ПНС рекомендуется принимать до 80 м/с при давлении пара ниже 25 кПа и от 50 до 60 м/с при давлении выше 60 кПа.

3.14. Диаметр патрубка подвода конденсата к подогревателю принимается, исходя из скорости конденсата от 2 до 2,5 м/с. Скорость в патрубках и трубопроводе свободного слива конденсата между подогревателями, соединенными по гравитационной схеме, рекомендуется в пределах от 1,2 до 1,5 м/с.

Рекомендации по выбору скорости конденсата в сливных патрубках к насосам и в переливных линиях приведены в разделах 6 и 7.

Схема образования пленок при напорном пленочном распределении конденсата



1 — коллектор; 2 — отражатель; 3 — пленочная струя

Черт. 11

3.15. Минимальный полезный объем конденсатосборника, необходимый для предотвращения срыва насосов, зависит от типа регулятора и определяется по формуле

$$V_k = G_k^{\max} v_k \tau_r, \quad (1)$$

где V_k — объем конденсата в конденсатосборнике;

τ_r — время полного хода регулирующего клапана;

v_k — удельный объем конденсата.

3.16. Суммарная величина уравнильных отверстий в перегородке, отделяющей конденсатосборник от собственного подогревателя, рекомендуется в пределах от 25 до 30% сечения подводящего паропровода. При вводе в конденсатосборник перегретой воды сечение уравнильной линии должно обеспечивать выход пара, образовавшегося при вскипании этой воды. При этом перепад давления между конденсатосборником и подогревателем не должен превышать 1 кПа. Окончательное уточнение площади уравнильных отверстий производится из учета работы системы подогреватель-насос (п. 6.2).

3.17. Если в ПНС предусматривается установка барботажного устройства для повышения его деаэрирующей способности, расчет и проектирование такого устройства ведется по РТМ 108.030.21—78 «Расчет и проектирование термических деаэраторов» (раздел 7).

Пример расчета барботажной ступени приведен в приложении 3.

4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПНС

4.1. Исходные требования заказчика для разработки технического задания на проектирование должны содержать следующие данные:

расход и температуру или энтальпию основного конденсата на входе и выходе каждого подогревателя и/или давления на номинальном режиме работы турбоустановки;

расход, давление, температуру и энтальпию пара на входе в подогреватель на номинальном и максимальном режимах работы турбоустановки;

расход, давление, температуру или энтальпию прочих потоков, вводимых в корпуса подогревателей;

желательное количество и расположение патрубков подвода греющего пара; наличие штуцеров подвода конденсата и паровоздушной смеси из поверхностных ПНД, calorиферов котла, сетевых подогревателей и возврата конденсата из уплотнений питательных и бустерных насосов и т. п.

Кроме того, требования должны содержать:

сведения о наличии деаэратора и его характеристики;

принципиальную тепловую схему системы регенерации низкого давления;

предполагаемую компоновку оборудования системы регенерации с указанием высотных отметок подвального помещения машинного зала, площади обслуживания турбины, паропроводов отборов на выходе турбины;

характеристики перекачивающих конденсатных насосов;

требования комплектации смешивающих подогревателей;

другие данные в соответствии с ОСТ 108.001.08—81.

Если предусматривается включение ПНС по гравитационному принципу, должен указываться максимально возможный перепад давлений между отборами, к которым подключены подогреватели.

Пример таблицы данных к исходным требованиям на разработку технического задания для проектирования ПНС приведен в справочном приложении 1.

4.2. Все расчеты выполняются для режима работы турбоустановки с максимальной нагрузкой. При этом для обеспечения гидродинамической устойчивости подогревателя расход конденсата на входе в подогреватель и величина подогрева принимаются с запасом. Для ПНС тепловых электростанций на органическом топливе запас определен требованиями ОСТ 108.123.02—81. В остальных случаях запас определяется разработчиком на основе анализа эксплуатационных режимов работы ПНС.

4.3. Для определения полного расхода греющего пара на ПНС и расхода пара из отбора турбины составляются уравнения теплового и материального баланса.

Потери теплоты в окружающую среду составляют доли процента и в расчете теплового баланса могут не учитываться.

С учетом вышесказанного расход пара из отбора турбины определится по формуле

$$G_{\text{п}} = \frac{G_{\text{к}}^{\text{вх}}(i_{\text{к}}^{\text{вмх}} - i_{\text{к}}^{\text{вх}}) + G_{\text{вып}}(i_{\text{вып}} - i_{\text{к}}^{\text{вмх}}) - \sum G_{\text{п.и}}(i_{\text{п.и}} - i_{\text{к}}^{\text{вмх}})}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}^{\text{вмх}}}, \quad (2)$$

где $G_{\text{п.и}}$ — любой из вводимых в подогреватель источников тепла, кроме пара из отбора турбины (дренажи подогревателей и бойлеров, пар уплотнений и т. п.).

Расход конденсата на выходе из подогревателя

$$G_{\text{к}}^{\text{вмх}} = G_{\text{к}}^{\text{вх}} + G_{\text{п}} + \sum G_{\text{п.и}} - G_{\text{вып}}. \quad (3)$$

Температура выходящего из подогревателя конденсата при расчете теплового баланса принимается равной температуре насыщения в подогревателе:

$$t_{\text{к}}^{\text{вмх}} = t^{\text{с}} \text{ или } i_{\text{к}}^{\text{вмх}} = i_{\text{к}}^{\text{с}}.$$

Точно также энтальпию выпара с достаточной степенью точности можно принять равной энтальпии пара на линии насыщения $i_{\text{вып}} = i^{\text{с}}$.

В этом случае уравнение (2) запишется в виде:

$$G_{\text{п}} = \frac{G_{\text{к}}^{\text{вх}}(i_{\text{к}}^{\text{с}} - i_{\text{к}}^{\text{вх}}) + G_{\text{вып}}(i_{\text{п}} - i_{\text{к}}^{\text{с}}) - \sum G_{\text{п.и}}(i_{\text{п.и}} - i_{\text{к}}^{\text{с}})}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}^{\text{с}}}. \quad (4)$$

Величина выпара в зависимости от предъявляемых к подогревателю требований принимается или по нормам для поверхностных подогревателей

$$G_{\text{вып}} = G_{\text{см}} = 0,0025 G_{\text{п}},$$

или по нормам для деаэраторов (ГОСТ 16860—77)

$$G_{\text{вып}} = 0,003 G_{\text{п}},$$

4.4. Тепловому расчету подогревателей предшествует выбор его конструктивной схемы на основе изложенных выше рекомендаций. Расчет ведется отдельно для каждой ступени подогрева по ходу воды.

4.5. Если имеет место подогрев воды через поверхность раздела фаз в верхней водяной камере, он также учитывается. При этом количество тепла, переданного в верхней водяной камере, определяется по формуле

$$Q_{\text{в.к}} = K_1 K_2 F_{\text{в.к}} (t^{\text{с}} - t_{\text{к}}^{\text{вх}}). \quad (5)$$

4.6. Подогрев конденсата в струях рассчитывается методом постепенного приближения по формуле ЦКТН:

$$\lg \frac{i_k^s - i_k^{вх}}{i_k^s - i_k^{вых}} = 0,053l (1 - \Pi)^{\frac{1}{3}} \sqrt[3]{\left(\frac{w_n}{w_k}\right)^2 \frac{p_n g}{d \sigma} P_r^{-1,86}}. \quad (6)$$

Она получена экспериментально в следующем диапазоне параметров и геометрических факторов, определяющих процесс:

давление от 1 до 130 кПа;

динамический напор $\left(\frac{\rho w^2}{2}\right)$, создаваемый набегающим потоком пара, от 2 до 30 Па;

относительное весовое содержание воздуха в паровоздушной смеси $\Pi = \frac{G_a}{G_a + G_n}$ от 0 до 0,4;

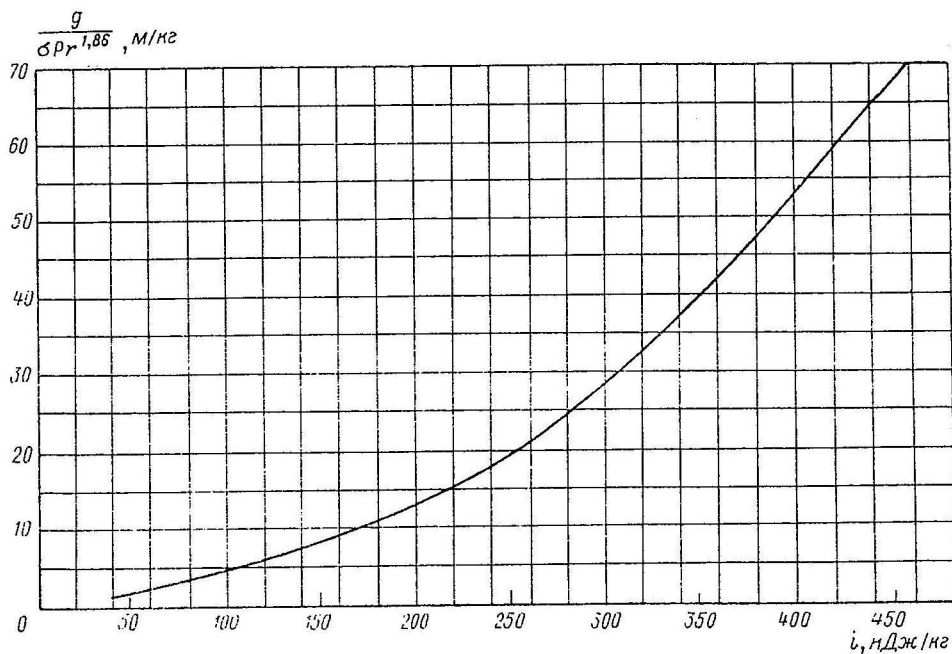
начальная скорость воды в струях от 0,8 до 1,7 м/с;

диаметр отверстия истечения от 2 до 15 мм;

длина струй от 200 до 700 мм.

Значение комплекса $\frac{g}{\sigma} P_r^{-1,86}$ определяется по графику (черт. 12) в зависимости от энтальпии входящей воды.

Комплекс $\frac{g}{\sigma} P_r^{-1,86}$ в зависимости от энтальпии воды



Черт. 12

4.7. Порядок расчета по этой формуле следующий.

Задаваясь ориентировочно величиной подогрева, определяют количество сконденсированного в отсеке пара по формуле

$$G_n^k = \frac{G_k (i_k^{вх} - i_k^s)}{i_n^s - i_k^{вых}}. \quad (7)$$

Скорость воды определяется по формуле

$$w_k = \frac{G_k v_k}{n 0,785 d^2}. \quad (8)$$

Задаваясь скоростью, по этой же зависимости можно определить число отверстий в перфорированном листе.

Скорость пара определяется по формулам:

на входе

$$w_n^{вх} = \frac{G_n^{вх} v_n^s}{L_{вх}}; \quad (9)$$

на выходе

$$\omega_n^{\text{вых}} = \frac{G_n^{\text{вых},s}}{L_{\text{вых}}}; \quad (10)$$

средняя

$$\omega_n^{\text{ср}} = \frac{\omega_n^{\text{вх}} - \omega_n^{\text{вых}}}{\ln(\omega_n^{\text{вх}}/\omega_n^{\text{вых}})}, \quad (11)$$

где $L_{\text{вх}}$ — часть периметра струйного пучка, по которой происходит вход пара;
 $L_{\text{вых}}$ — часть периметра струйного пучка, по которой пар выходит, определяется конструктивно после определения площади перфорации.

Площадь перфорации определяется по формуле

$$F = ns^2 \sin 60^\circ. \quad (12)$$

Расход пара на входе в пучок определяется по формуле

$$G_n^{\text{вх}} = G_n^{\text{вых}} + G_n^{\text{к}}. \quad (13)$$

Относительное весовое содержание воздуха определяется по формулам:
 на входе

$$\Pi_{\text{вх}} = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{в}} + G_n^{\text{вх}}}; \quad (14)$$

на выходе

$$\Pi_{\text{вых}} = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{в}} + G_n^{\text{вых}}}; \quad (15)$$

среднее

$$\Pi_{\text{ср}} = \frac{\Pi_{\text{вых}} - \Pi_{\text{вх}}}{\ln(\Pi_{\text{вых}}/\Pi_{\text{вх}})}. \quad (16)$$

После того как все величины, входящие в формулу (6), определены, проверяется соответствие полученной величины подогрева принятой первоначально. Если несоответствие составляет более 0,5 кДж/кг, задаются новой величиной подогрева и повторяют расчет до совпадения.

Влияние подсосов воздуха на работу ПНС значительно меньше, чем в поверхностных. Учитываемое в зоне воздухоохладителя влияние воздуха при нормальных условиях эксплуатации практически не сказывается на конечном недогреве. Однако если по каким-либо причинам количество воздуха, поступающего в подогреватель, резко возрастает до величины, соответствующей пропускной способности трубы отвода пара, недогрев в ПНС может резко возрасти.

По данным ВТИ, полученным на ПНС-1 турбины К-300-240 (диаметр трубы отвода пара 0,1 м, давление в подогревателе 15 кПа), при подсосах воздуха 60—125 кг/ч его влияние на теплообмен характеризуется величиной

$$\frac{\delta t}{\Delta t_0} = 0,355 \varepsilon_{\text{в}}^{1,45},$$

где $\delta t = t'' - t_2$ — недогрев воды до температуры насыщения;

$\Delta t_0 = t_2 - t_1$ — нагрев воды при отсутствии воздуха;

$\varepsilon_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{в}} + G_n} 100\%$ — относительное содержание воздуха на входе в подогреватель.

5. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНС

5.1. В результате гидродинамического расчета, частично выполняемого параллельно с тепловым расчетом, определяется положение уровней конденсата на перфорированных тарелках, что позволяет правильно выбрать высоты их бортов и расстояние между тарелками. Гидродинамическим расчетом проверяется также правильность выбора проходных сечений и распределение тепловых нагрузок по ступеням подогрева, возможность тепловой и гидравлической перегрузки подогревателя.

5.2. Гидростатический уровень конденсата на перфорированных тарелках определяется по формуле

$$h_2 = \frac{\omega_{\text{к}}^2}{2ga^2}, \quad (17)$$

где a — коэффициент расхода для цилиндрического отверстия; в пределах реализуемых чисел Рейнольдса он может изменяться от 0,65 до 0,62 (с запасом на возможность засорения части отверстий коэффициент a следует принимать равным 0,6).

5.3. Динамический уровень конденсата на тарелке при противоточной схеме подогревателя превышает гидравлический на величину, эквивалентную потере давления при перетекании пара из полости под тарелкой в полость над тарелкой:

$$h_d = h_2 + \Delta h_{ст} + \Delta h_m. \quad (18)$$

Повышение уровня конденсата на тарелке, вызванное сопротивлением струйного пучка, определяется по формуле

$$\Delta h_{ст} = z h_0, \quad (19)$$

где $h_0 = 0,002$ м — сопротивление движению пара одного ряда струй воды.

Количество рядов струй определяется по формуле

$$z = \frac{m}{S \sin 60^\circ} + 1. \quad (20)$$

Повышение уровня конденсата на тарелке из-за местных сопротивлений при перетокке пара определяется по формуле

$$\Delta h_m = \sum \xi_m \frac{\rho (\omega_n^m)^2 10^{-3}}{2g}, \quad (21)$$

где значение ω_n^m определяется в наименьшем сечении канала для перетока пара.

Наибольшее сопротивление имеют каналы в местах прохода и разворота пара между корпусом и тарелкой, а также при развороте потока пара на 180° . Для этих случаев $\sum \xi_m \geq 3$.

5.4. Учитывая возможность определенного загрязнения перфорированных листов, высоту бортов тарелок следует принимать на 70% выше расчетной.

5.5. Величина угла отклонения от вертикали пучка струй под воздействием набегающего потока пара приближенно определяется по формуле

$$\alpha = 0,625 \rho \omega_n^2. \quad (22)$$

6. РАСЧЕТ РАЗНОСТЕЙ ВЫСОТ УСТАНОВКИ ПНС И ОТКАЧИВАЮЩИХ НАСОСОВ

6.1. Разность высот ПНС при гравитационной схеме

6.1.1. Расчет дается на основании освоенного в отечественной практике включения по гравитационному принципу подогревателей П1 и П2, но может быть распространен и на случай использования гравитационной схемы включения между другими ПНС.

6.1.2. Располагаемая разность высот отсчитывается от нижней образующей ПНС (П11) до максимального уровня конденсата в приемной водяной камере подогревателя П2. Она определяется величиной максимального перепада давления между отборами, к которым подключены подогреватели и гидравлическим сопротивлением соединительного трубопровода

$$\Delta H \geq 0,102 \left[\Delta p_{\max} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_m \right) \frac{\omega_k^2 \rho_k 10^{-3}}{2} \right]. \quad (23)$$

Гидростатический уровень при этом должен находиться ниже днища подогревателя П1.

6.1.3. Максимальная разность давлений пара в отборах определяется для максимального расхода пара на турбину при отключении системы регенерации (включая деаэратор и ПВД) по формуле С. долы:

$$\Delta p_{\max} = \Delta p_0 \frac{G_0 + G_p}{G_0}, \quad (24)$$

где G_0 — расход пара через турбину между отборами при максимальной нагрузке и включенной схеме регенерации;

G_p — расход пара на регенерацию низкого и высокого давления, включая деаэратор.

6.2. Расчет системы ПНС-насос

6.2.1. При падении давления в ПНС должны исключаться вскипание воды в трубопроводе и вода ее к насосу и кавитационный срыв насоса. Для этого допустимая скорость падения давления в трубопроводе должна быть не ниже скорости падения давления в конденсатосборнике ПНС и аварийном сбросе нагрузки в любой момент времени.

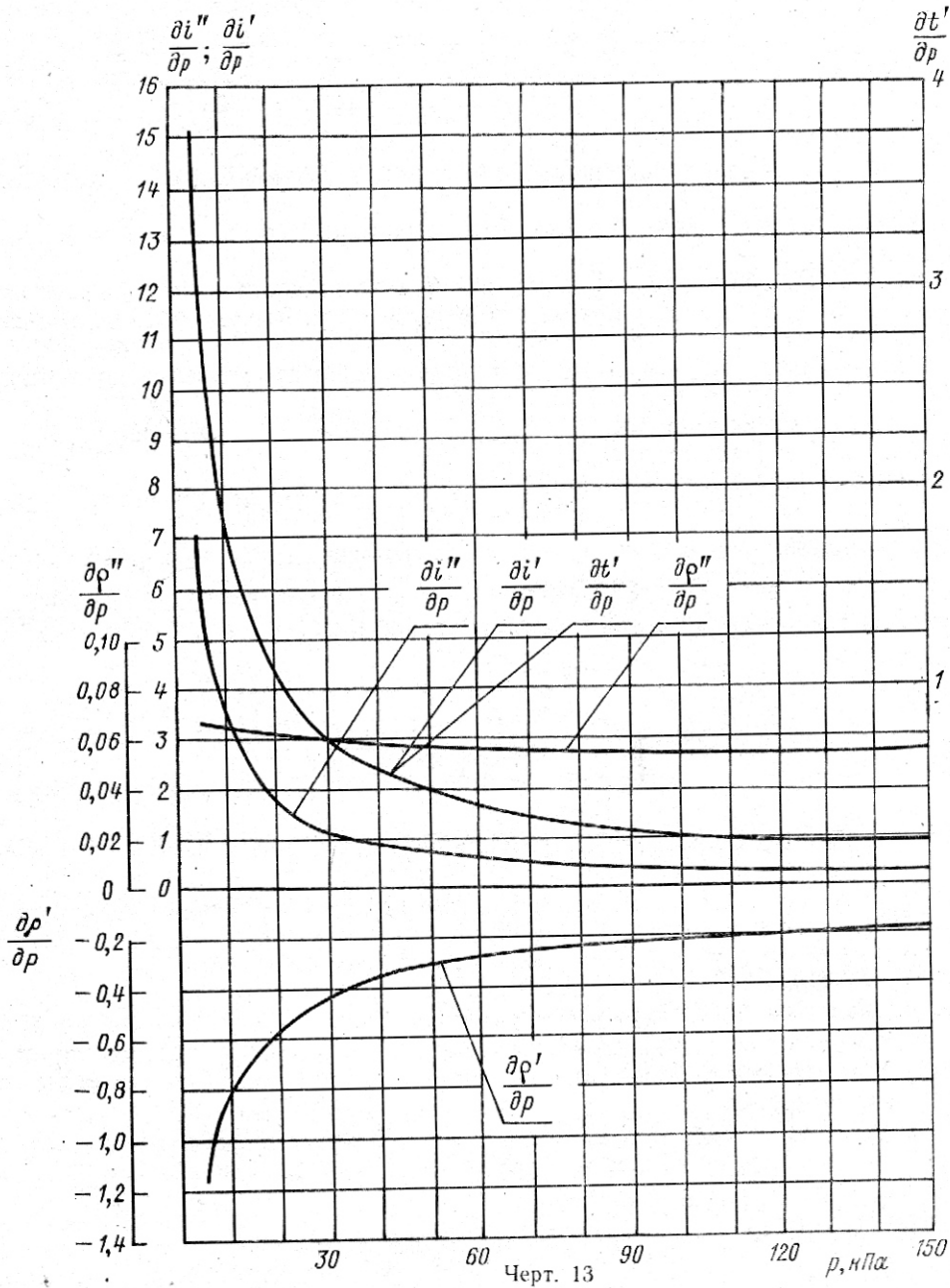
6.2.2. При наличии перегородки, отделяющей конденсатосборник от собственно подогревателя для определения давления в конденсатосборнике необходимо одновременно определять давление в подогревателе.

Максимально возможная скорость падения давления как в собственно подогревателе, так и в конденсатосборнике определяется по формуле

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{\sum G_j \left(i'' - i_j - \frac{r \rho_0}{\rho_0 - \rho''} \right)}{V_0 \left(\rho_0 \frac{\partial i_0}{\partial p} + \frac{r \rho_0}{\rho_0 - \rho''} \frac{\partial \rho'}{\partial p} \right) + V'' \left(\rho'' \frac{\partial i''}{\partial p} + \frac{r \rho''}{\rho_0 - \rho''} \frac{\partial \rho''}{\partial p} \right) + c_m M \frac{\partial t'}{\partial p}}, \quad (25)$$

где G_j — расход потока воды и пара, входящего (+) в собственно подогреватель (конденсатосборник) или выходящего (—) из данного отсека аппарата, кг/с;

Зависимость частных производных термодинамических параметров воды на линии насыщения по давлению от давления



i_j — энтальпия потока, кДж/кг;
 V_0 — объем воды в отсеке, м³;
 V'' — объем пара в отсеке, м³;
 M — масса металла, кг;
 c_m — удельная теплоемкость металла отсека, кДж/кг;

$\frac{\partial i}{\partial p}$; $\frac{\partial i''}{\partial p}$; $\frac{\partial \rho'}{\partial p}$; $\frac{\partial \rho''}{\partial p}$; $\frac{\partial t'}{\partial p}$ — частные производные; определяются как функция давления графически (черт. 13).

Максимальный расход пара через уравнильный патрубок в перегородке, соединяющий собственно подогреватель и конденсатосборник, при закритических перепадах давления определяется по формуле

$$G_n = 20,1F \sqrt{\frac{p}{v''}}, \quad (26)$$

где p — давление под перегородкой, кПа;
 v'' — удельный объем пара под перегородкой, м³/кг;
 F — сечение патрубка, м².

6.2.3. Допустимая скорость падения давления в конденсатороборнике, при которой отсутствует парообразование в трубопроводе к насосу и кавитационный срыв насоса, определяется по формуле

$$\left(\frac{dp}{d\tau}\right)_{\text{доп}} = \frac{\left(H - \frac{\Delta i}{\rho_k g \frac{\partial i}{\partial p}} - \Delta h_t\right) \frac{\omega_k g \rho_k}{L} - \left(\frac{\lambda}{d} + \frac{\Sigma \zeta}{L} + \frac{1}{L}\right) \frac{\omega_k^2 \rho_k}{2}}{0,1 \left[1 + 4 \left(1 + \frac{\delta}{d}\right) \frac{\delta}{d} \frac{\rho_M c_M}{\rho_0}\right] \frac{\partial i'}{\partial p} / \frac{\partial i_k}{\partial p}}, \quad (27)$$

где H — разность высот от уровня конденсата в конденсатороборнике до оси подводящего патрубка насоса, м;
 Δi — перегрев воды за счет ввода горячих потоков под уровень конденсата (определяется по балансу), кДж/кг;
 Δh_t — критический кавитационный запас насоса при номинальном расходе и температуре конденсата (в первом приближении принимается по паспортным данным и уточняется по результатам испытаний), м;
 L — длина всасывающего трубопровода от днища конденсатороборника до подводящего патрубка насоса;
 δ — толщина стенки трубопровода;
 d — внутренний диаметр трубопровода;
 λ — коэффициент сопротивления трения;
 $\Sigma \zeta$ — сумма местных сопротивлений всасывающего трубопровода.

Если $\frac{\partial p}{d\tau}$ при оптимальной скорости воды во всасывающей трубе меньше скорости падения давления в конденсатороборнике подогревателя, необходимо увеличить высоту установки подогревателя.

6.2.4. Оптимальная скорость движения воды во всасывающем патрубке насоса определяется по формуле

$$\omega_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{2g \left(H - \frac{\Delta i}{\rho_k g \frac{\partial i}{\partial p}} - \Delta h_t\right)}{3 \left(\lambda \frac{L}{d} + \Sigma \zeta + 1\right)}}. \quad (28)$$

Для получения оптимальной скорости в трубопроводе его диаметр выбирается по формуле

$$d_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{4G_{k2}}{\pi \omega_{\text{опт}} \rho_k}}, \quad (29)$$

где G_{k2} — расход конденсата после подогревателя П2, кг/с.

6.3. Исходные данные для расчета изменения параметров в переходных режимах

6.3.1. Для расчетов по приведенным выше зависимостям изменение параметров во времени определяется исходя из рассмотрения условий работы оборудования в тепловой и пусковой схеме энергетического блока и его компоновки.

6.3.2. Расход основного конденсата в подогревателе П2 зависит при гравитационном принципе включения от двух факторов: расхода пара и других потоков в конденсатор и скорости падения давления в П2. Он определяется по формуле

$$G_{k1} = G_{ok} - \rho F_c \frac{dH}{d\tau}, \quad (30)$$

где G_{k1} — расход конденсата, поступающего в подогреватель П2 из соединительного трубопровода, кг/с;

F_c — площадь сечения трубопровода, соединяющего подогреватели П1 и П2, м²;

H — уровень воды, м;

τ — время, с;

G_{ok} — расход конденсата из конденсатора, кг/с.

6.3.3. Изменение во времени энтальпии основного конденсата, поступающего в подогреватель П2, определяется по следующей зависимости:

в начальный период

$$0 < \tau < \frac{\rho_k V_T \left(1 + \frac{c_M M_T}{c_k \rho_k V_T}\right)}{G_{ok} - \rho_k F_c \frac{dH}{d\tau}} \quad (i_k = i_H);$$

после этого

$$\tau > \frac{\rho_k V_T \left(1 + \frac{c_M M_T}{c_{k\rho_k} V_T} \right)}{G_{OK} - \rho_k F_c \frac{dH}{d\tau}} \quad (i_k = i_{OK}), \quad (31)$$

где i_H — значение энтальпии основного конденсата на выходе из подогревателя П1 в момент срабатывания стопорного клапана;

i_{OK} — энтальпия конденсата на выходе из конденсатора;

M_T — масса металла трубопровода, кг;

V_T — начальный объем воды в трубопроводе, м³.

6.3.4. Расход основного конденсата на входе в КН-2 при наличии трубопровода аварийного перелива из подогревателя П1 на вход КН-2 определяется по формуле

$$G_{K2} = G_{OK} - \rho (F_c + F_a) \frac{dH}{d\tau}, \quad (32)$$

где G_{K2} — расход конденсата, поступающего на всасывающий патрубок КЭН-II, кг/с;

F_a — сечение трубопровода аварийного перелива, м².

6.3.5. Энтальпия основного конденсата на входе в КН-2 определится по формуле

$$i_{K2} = \frac{\left(G_{OK} + \rho F_c \frac{dH}{d\tau} \right) i_0 + \rho F_a \frac{dH}{d\tau} i_a}{G_{OK} + \rho (F_c + F_a) \frac{dH}{d\tau}}, \quad (33)$$

где i_0 — энтальпия основного конденсата на выходе из конденсаторосборника подогревателя П2, кДж/кг;

i_a — энтальпия основного конденсата на выходе из трубопровода аварийного перелива, кДж/кг.

6.3.6. Изменение энтальпии основного конденсата на входе в подогреватель П2 при установке между П1 и П2 перекачивающих насосов определяется по формуле

$$i_{K1} = i_{OK} + (i_{K1} - i_{OK}) e^{-\frac{G_{K1}\tau}{\rho V_{K1}}}, \quad (34)$$

где V_{K1} — объем воды в конденсаторосборнике подогревателя П1, м³.

6.3.7. Расход основного конденсата, поступающего в П1 из конденсатора, определяется пропускной способностью быстродействующей редуционно-охладительной установки.

7. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ЗАЩИТАМ, АВТОМАТИКЕ И УПРАВЛЕНИЮ СХемой ВКЛЮЧЕНИЯ ПНС И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОМУ КОНТРОЛЮ

7.1. Защита от переполнения подогревателя

7.1.1. Для предотвращения переполнения в любых аварийных режимах работы турбоустановки ПНС должен иметь линию аварийного перелива. Пропускную способность линии аварийного перелива следует принимать по максимально возможному расходу конденсата на входе в аппарат.

7.1.2. Высота расположения ПНС принимается такой, чтобы слив конденсата через переливную линию обеспечивался только за счет разности уровней конденсата в ПНС и конденсаторе при отсутствии перепада давления между ними (при пропуске через переливную линию холодной воды).

Эта разница определяется по формуле

$$H_1 = \Delta H_{\text{мин}} = \sum \xi \frac{w_k^2}{2g}. \quad (35)$$

Если через трубопровод идет горячая вода, вскипающая в подъемном трубопроводе, разница уровней уменьшается. Таким образом, при пропуске через переливную линию нагретой до температуры насыщения воды ее пропускная способность не снизится.

Схема работы гидрозатвора показана на черт. 14.

7.1.3. При гравитационном принципе включения ПНД располагаемая разность высот перелива из подогревателя П1 сравнительно велика, что позволяет держать гидростатический уровень вне корпуса аппарата.

В этом случае при работе аварийного перелива уровень конденсата в подогревателе П1 определяется только сопротивлением водослива во входном сечении. Оно должно быть минимальным, а участок переливной линии на выходе из ПНС должен быть вертикальным на длине не менее 3 м.

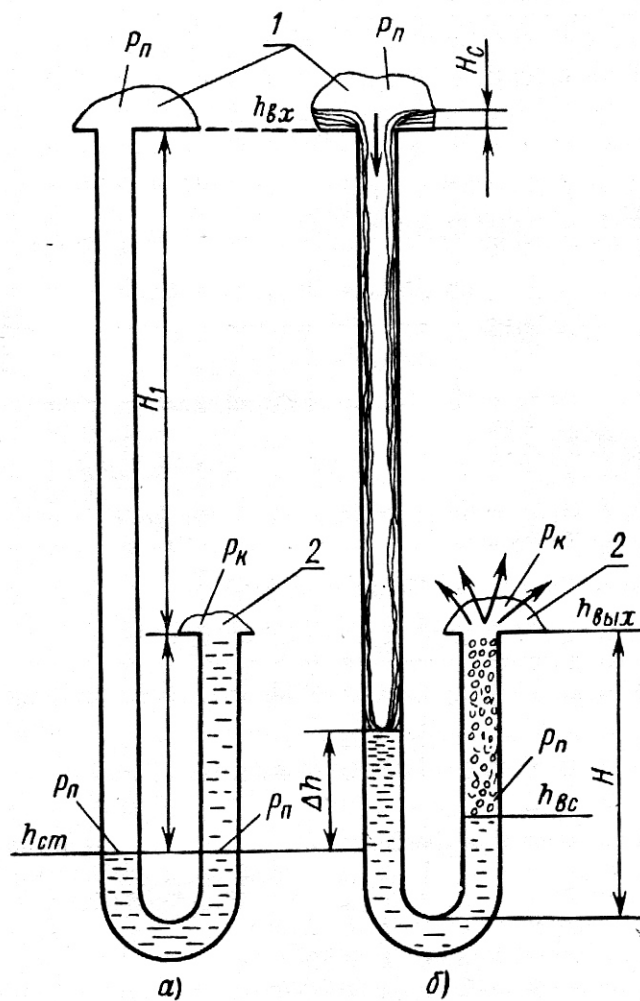
Подогреватель П2 в указанной схеме включения расположен вблизи отметки днища конденсатора, и разность высот между ними составляет всего от 1 до 3 м. При этом обеспечить полный расход конденсата на холодной воде без гидростатического уровня в ПНС не удастся. В этом случае должны выполняться следующие дополнительные требования:

полный расход конденсата через переливную линию при отсутствии перепада давлений между ПНС и конденсатором должен обеспечиваться при уровне конденсата, не превышающем 60% разности высотных отметок отбора пара и днища конденсатора;

сопротивление подъемной части переливной линии от нижней точки гидрозатвора до конденсатора должно быть минимальным;

в проектах новых турбоустановок следует предусматривать установку гидрозатвора непосредственно у точки ввода, а выходную подъемную линию без поворотов.

Схема работы линии аварийного перегрева с гидрозатвором



а — в статических условиях; б — при сливе горячей воды из подогревателя в конденсатор; 1 — подогреватель; 2 — конденсатор

Черт. 14

7.1.4. Для предотвращения вскипания воды и «срыва» гидрозатвора его опускная ветвь, заполненная паром, должна быть изолирована от подъемной ветви, что может достигаться:

U-образной конструкцией гидрозатвора;

применением двойной стенки с воздушной прослойкой, если гидрозатвор имеет конструкцию типа трубы в трубе.

Кроме того, должна быть предусмотрена добавка холодного конденсата в подъемную ветвь гидрозатвора. Такой конденсат может подводиться от напорной линии конденсатных насосов I ступени.

На выходном конце переливной линии должно быть предусмотрено устройство, исключающее возможность попадания в трубопровод посторонних предметов и обеспечивающее защиту трубок конденсатора от эрозии при срыве гидрозатвора.

7.1.5. Геометрическая высота гидрозатвора (см. черт. 14) определяется разностью высотных отметок уровня конденсата в конденсаторе и нижнего конца внутренней трубы в гидрозатворе (или петли U-образного гидрозатвора). Она находится из следующего выражения:

$$H = 0,102K(p_{\text{отб}}^{\text{max}} - p_k) \frac{10^3}{\rho'} \quad (36)$$

где K — коэффициент, учитывающий возможность образования паровых пузырей в подъемной трубе, колебания давления и неточность в определении $p_{отб}^{max}$, колебания и инерционность объема воды в гидрозатворе; он может приниматься в пределах от 1,1 до 1,3.

При применении в гидрозатворе воздушной теплоизоляции высота H должна быть не менее 10 м.

7.1.6. На случай «срыва» гидрозатвора должна быть предусмотрена подача конденсата для его заполнения. При подаче конденсата соплами в верхнюю часть подъемной трубы (кольцевого зазора) суммарное сечение сопел (сопла), определяющее расход конденсата через линию заполнения, может быть рассчитано по формуле

$$\varphi_{f_c} = p_n f_{тр} / 2(p_p - p_n), \quad (37)$$

где φ — коэффициент расхода сопла;

f_c — суммарная площадь поперечного сечения сопел;

$f_{тр}$ — площадь поперечного сечения подъемной трубы (кольцевого зазора);

p_n — давление пара в отборе;

p_p — давление конденсата перед соплами.

7.2. Защита от попадания в турбину влаги при вскипании находящегося в ПНС конденсата

7.2.1. При резком сбросе нагрузки турбины происходит снижение давления в отборе и ПНС, сопровождающееся вскипанием находящегося в ПНС конденсата, ростом его уровня и при отсутствии обратного клапана движением пара из ПНС в отбор, что может привести к забросу влаги в турбину. При отсутствии в ПНС запаса подогретой воды такая опасность сводится к минимуму.

7.2.2. Если нет необходимости иметь в ПНС запас подогретой воды, достаточным средством защиты является обеспечение минимального сопротивления входа в сливную трубу, так как в соответствии с п. 6.1.2 гидростатический уровень находится ниже дна.

7.2.3. При необходимости иметь в ПНС запас воды конденсатосборник может отделяться от парового объема ПНС перегородкой. Устройство перегородки должно обеспечивать проход конденсата в конденсатосборник при минимальном накоплении его в собственно подогревателе и ограничивать обратный поток пароводяной смеси при снижении давления в ПНС.

7.2.4. Вопрос о необходимости установки обратного клапана, встроенного в ПНС или расположенного на паропроводе, решается по согласованию с организацией — разработчиком турбины в зависимости от схемы включения и конструкции подогревателя.

7.3. Аварийная подача конденсата на насосы второго подъема при гравитационной схеме включения ПНС

7.3.1. Для подачи конденсата к насосам второго подъема при прекращении поступления конденсата в подогреватель П2 рекомендуется применение линии аварийного слива к этим насосам из подогревателя П1. Входное устройство этой линии выполняется таким образом, чтобы полный расход конденсата к насосам второго подъема был обеспечен до того, как начнет работать переливное устройство в конденсаторе.

7.3.2. Линия аварийного слива подключается через гидрозатвор к всасывающему коллектору КЭН-2.

Расчет линии аварийного слива к насосу ведется обычным порядком; для улучшения динамических характеристик системы подогреватель П2 — КЭН-2 рекомендуется увеличить диаметр трубопровода в районе, где при номинальном режиме находится гидростатический уровень.

7.4. Рекомендации по автоматике и управлению схемой включения

7.4.1. Уровень в деаэраторе поддерживается добавкой воды в конденсатор.

Регулирование уровня конденсата в конденсаторе и ПНС осуществляется путем воздействия на регулирующие клапаны, установленные за откачивающими конденсатными насосами. ПНС, слив из которых производится по гравитационной схеме, работают на самоопорожнении и автоматикой не оборудуются.

7.4.2. Для обеспечения нормальной работы схемы регулирования технические характеристики регуляторов уровня в конденсаторе и в подогревателе П2 должны быть идентичными.

7.4.3. Для повышения работоспособности схемы конденсатного тракта при выходе из строя регуляторов уровня в конденсаторе и ПНС рекомендуется установка байпасирующих линий с электрозадвижками. Вопрос об установке отключающих задвижек для ремонта регулирующих клапанов на работающем блоке решается исходя из возможности остановов блока, надежности регулирующих клапанов, надежности и плотности отключающей арматуры и т. д.

7.4.4. Выбор приборов и арматуры для реализации схемы автоматки производится разработчиком схемы.

7.4.5. На оперативной панели блочного щита управления (БЩУ) рекомендуется установка ключей управления регуляторами уровней в конденсаторе и ПНС, задвижками на байпасных линиях регуляторов, задвижкой на байпасе блочной обессоливающей установке (БОУ) и задвижкой на линии рециркуляции конденсатных насосов II степени.

7.5. Рекомендации по теплотехническому контролю

7.5.1. Для контроля работы ПНС рекомендуется следующий объем теплотехнических измерений с установкой регистрирующих приборов на БЩУ:

уровней конденсата в подогревателях;

расхода конденсата после БОУ и перед деаэратором;

температуры среды в линиях аварийного перелива из ПНС в конденсатор после гидрозатвора с выводом сигнализации на БЩУ. При срыве гидрозатвора и повышении температуры в этой точке до величины, превышающей температуру насыщения в конденсаторе на 30°C, на БЩУ должно зажигаться табло «Перелив ПНС».

7.5.2. В дополнение к вышеперечисленным предусматривается следующий объем измерений для периодического контроля:

измерение расхода конденсата до БОУ с установкой регистрирующего прибора на местном щите;

измерение ртутными термометрами температуры конденсата на входе и выходе из ПНС и температур греющего пара;

измерение давления в ПНС, работающих на перегретом паре.

На черт. 15 приведен пример схемы автоматического управления и теплотехнического контроля регенерации низкого давления турбоустановки К-300-240 ЛМЗ.

8. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПНС

8.1. ПНС не имеют трубок, разрыв которых является основной причиной вывода из работы поверхностных подогревателей. В связи с этим ПНС практически не требуют ремонта, и их корпуса снабжены только лазами для профилактических осмотров и чистки после первоначального монтажа, длительные остановки при плановых ремонтах блока и т. д. При внутренних осмотрах ПНС основное внимание должно быть обращено на состояние обратных клапанов, целостность сварных швов, перегородок водяных камер, а также на чистоту перфорированных листов.

8.2. При гравитационном принципе включения ПНС условия эксплуатации верхнего и нижнего аппарата различны. Верхний ПНС не имеет регулируемого уровня конденсата, его обслуживание при эксплуатации сводится к периодическим осмотрам и очистке перфорированных листов, проверке линии аварийного перелива.

Обслуживание ПНС, расположенного перед конденсатными насосами, заключается, главным образом, в наблюдении за системой поддержания нормального уровня конденсата в ПНС, а также в систематической проверке при пусках пропускной способности линии аварийного перелива. Переполнение ПНС до переливного устройства при работе блока может вызвать срыв гидрозатвора и потерю тепла с паром, поступающим через линию аварийного перелива в конденсатор. Упуск уровня в ПНС вызывает срыв работы конденсатных насосов, подающих конденсат в деаэратор и к потребителям конденсата повышенного давления.

8.3. Инструкция по эксплуатации конденсатного тракта с ПНС должна содержать следующие основные положения для различных периодов эксплуатации:

8.3.1. В предпусковые операции должны включаться:

окончание ремонтных работ с уборкой рабочего места, очисткой ПНС от грязи и мусора и закрытием лазов;

закрытие арматуры на линиях опорожнения;

проверка исправности и подключение всех контрольно-измерительных приборов;

сборка электросхемы приводов арматуры по конденсатному тракту, конденсатных насосов, регуляторов уровня в деаэраторе, конденсаторе и ПНС;

опробование дистанционного управления регуляторами и арматурой;

сборка нормальной гидравлической схемы конденсатного тракта.

Для подготовки к работе нормальной гидравлической схемы необходимо:

включить ПНД по основному конденсату, греющему пару, каскадному отводу конденсата греющего пара и паровоздушной смеси согласно инструкциям по их обслуживанию;

открыть арматуру на линиях подачи конденсата от конденсатных насосов первой и второй ступени к потребителям, например на уплотнение питательных насосов, уплотнение бустерных насосов, впрыски редуцированной охлаждающей установки (РОУ) и быстродействующей редуцированной охлаждающей установки (БРОУ), на сервомоторы обратных соленоидных клапанов (КОС), на защиту подогревателей высокого давления (ПВД) и др.;

подготовить и включить БОУ;

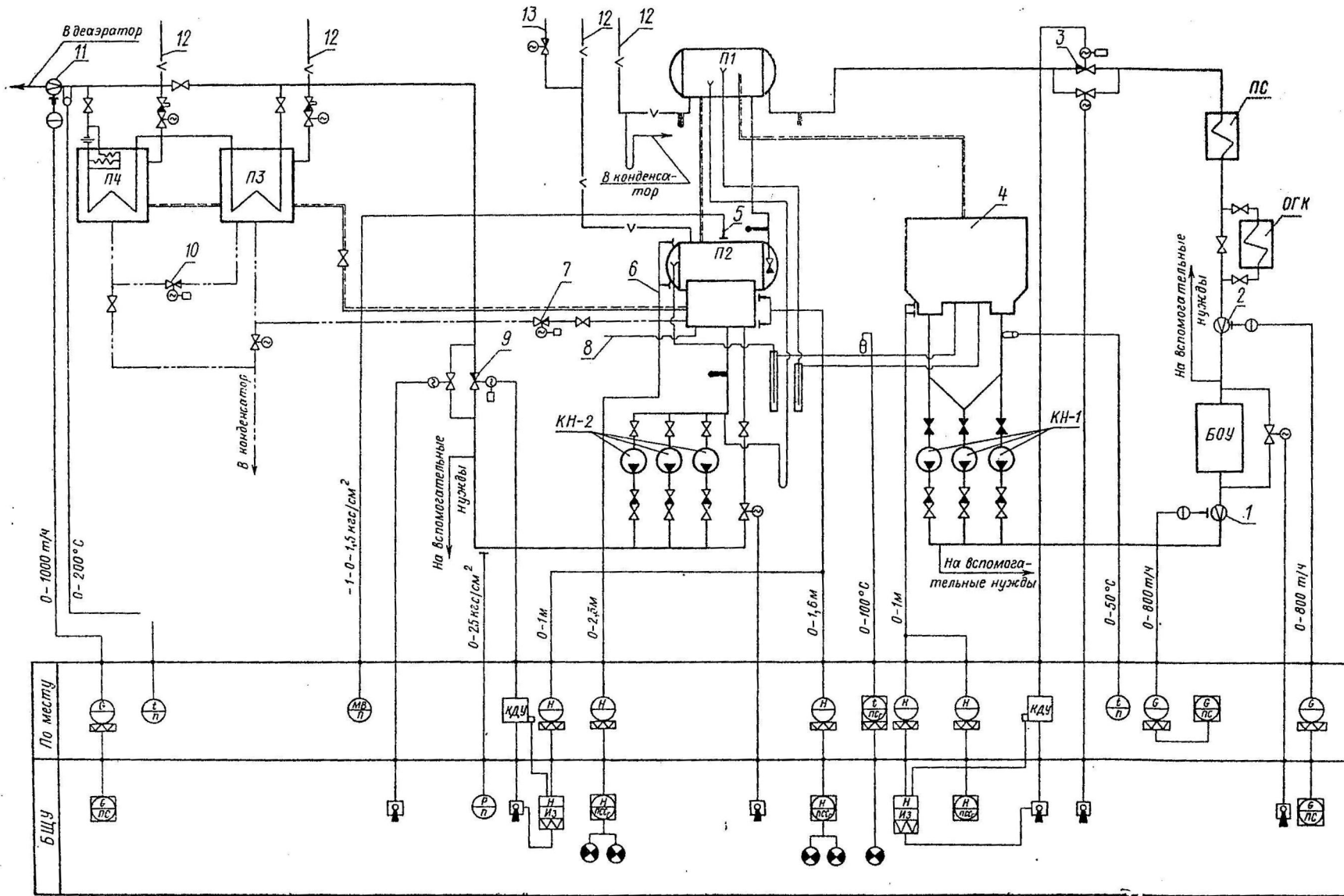
подготовить к работе конденсатные насосы;

произвести соответствующее заполнение конденсатора химически обессоленной водой и включить конденсатный насос первой ступени на рециркуляцию через ПНС;

произвести проверку нормального состояния линии аварийного перелива из ПНС в конденсатор.

Проверка нормального состояния линии аварийного перелива производится при номинальном расходе конденсата. При этом стрелка уровнемера должна быть на контрольной черте, определенной специальными испытаниями. При отклонении стрелки от контрольной черты, свидетельствующем о снижении пропускной способности линии аварийного перелива, конденсатные насосы следует

Схема автоматического управления и теплотехнического контроля



1 — измерительная диафрагма основного конденсата до БОУ; 2 — измерительная диафрагма расходомера основного конденсата за БОУ; 3 — клапан регулятора уровня в конденсаторе; 4 — конденсатор; 5 — моновакуумметр подогревателя П2; 6 — уровнемер подогревателя уровня в подогревателе П3; 8 — конденсат греющего пара калориферов котла и сетевых подогревателей; 9 — клапан регулятора уровня в подогревателе П2; 10 — клапан регулятора уровня в подогревателе П4; 11 — измерительная диафрагма расходомера основного конденсата за подогревателем П4; 12 — пар из отбора турбины; 13 — пар от уплотнений турбины

выключить для выяснения и устранения причины. После этого производится повторная проверка линии аварийного перелива. Проверка линии аварийного перелива верхнего ПНС в гравитационной схеме включения ПНС производится только после проведения монтажных работ, при которых возможно какое-либо нарушение пропускной способности линии.

8.3.2. В процессе пусковых операций производится включение конденсатных насосов второй ступени, подача воды в деаэратор, ее прогрев и деаэрация, включение питательного насоса и т. д. После перевода регуляторов уровня на автоматическое управление уровень в ПНС следует довести до нормы номинальным воздействием на задатчики регуляторов.

После включения генератора в сеть, набора и стабилизации нагрузки турбины необходимо убедиться в нормальном и автоматическом поддержании уровней конденсата в конденсаторе, смешивающих и поверхностных ПНД, деаэраторе, а также в нормальном нагреве конденсата в системе регенерации низкого давления.

8.3.3. Во время работы блока должно предусматриваться наблюдение за уровнями конденсата в конденсаторе, смешивающем подогревателе и деаэраторе.

При нормальной работе блока не должно быть перелива конденсата из ПНС в конденсатор. Температура запирающего конденсата в подъемных ветвях линии аварийного перелива не должна быть выше температуры насыщения в конденсаторе более чем на 30°C.

При повышении уровня в ПНС выше допустимых пределов (включение сигнала «Уровень в ПНС высок») необходимо предусматривать:

- проверку по указателю положения регулятора уровня;
- перевод регулятора с автоматического на дистанционное управление при его самопроизвольном закрытии;
- поддержание уровня с использованием дистанционного управления задвижкой на байпасе регулятора, если клапан дистанционно не открывается;
- проверку по ключам управления и амперметрам работы конденсатных насосов и при необходимости включение резервных насосов;
- разгрузку блока до нагрузки, при которой обеспечивается нормальный уровень, если ранее принятыми мерами снижение уровня не достигнуто.

На случай «срыва» гидрозатвора при подъеме уровня конденсата в ПНС выше входного патрубка аварийного перелива и появления сигнала «Перелив ПНС» должно предусматриваться кратковременное открытие задвижки на линии заполнения гидрозатвора и закрытие ее после восстановления гидрозатвора.

При снижении уровня в ПНС ниже допустимых пределов (включение сигнала «Уровень в ПНС низок») необходимо предусматривать:

- проверку по указателю положения регулятора и переход на дистанционное управление им в случае его самопроизвольного открытия;
 - закрытие его на месте вручную, если он не закрывается дистанционно, с одновременным переходом на дистанционное регулирование уровня задвижкой на байпасе регулирующего клапана;
 - проверку по сигнальным лампам положения этой задвижки; закрытие ее дистанционно или вручную, если уровень упущен вследствие ошибочного или самопроизвольного ее открытия.
-

**ТАБЛИЦА ДАННЫХ К ИСХОДНЫМ ТРЕБОВАНИЯМ НА РАЗРАБОТКУ
ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ
П1 И П2 К ТУРБИНЕ К-1000-60/3000**

Наименование	ПНС-1	ПНС-2
Расход основного конденсата на входе, кг/с (т/ч)	470 (1691)	997 (3500)
Энтальпия основного конденсата, кДж/кг	124,0	261
Давление пара в отборе, кПа	24,5	67
То же, в подогревателе, кПа	22,2	60,9
Максимальное давление пара при кратковременном отключении конденсатных насосов I ступени, кПа	33,3	84,3
Энтальпия пара, кДж/кг	—	—
Ввод дополнительных потоков		
Конденсат греющего пара подогревателя ПЗ:		
расход, кг/с (т/ч)	—	37 (133)
энтальпия, кДж/кг	—	452
Конденсат греющего пара сетевого подогревателя:		
расход кг/с (т/ч)	—	170 (613)
энтальпия, кДж/кг	—	423
Конденсат греющего пара подогревателя П5 (аварийный):		
расход, кг/с (т/ч)	—	70 (250)
энтальпия, кДж/кг	—	632
Данные по схеме включения		
Принципиальная тепловая схема регенерации низкого давления	Прилагается	
Количество подогревателей на 1 турбину, шт.	2	1
Данные по компоновке		
Отметка обслуживания турбины, м		
Отметка подвального помещения машинного зала, м		
Отметка паропроводов отборов на выходе из турбины, м		
Диаметры трубопроводов подвода, мм:		
пара	2(1420×10)	2(1220×10)
конденсата	530	830
конденсата греющего пара подогревателя ПЗ	—	219
то же, сетевого подогревателя	—	323
то же, из подогревателя П5 (аварийный)	—	377
Диаметры трубопроводов отвода, мм:		
конденсата	630	1020
паровоздушной смеси	89	159
аварийного перелива в конденсатор	426	720
аварийного перелива в КН-2	426	—

**ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ
СМЕШИВАЮЩЕГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ П1 К ТУРБИНЕ К-300-240 ЛМЗ**

Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат	
		Номиналь- ная нагрузка	120%-н нагруз.
Тепловой баланс			
Расход поступающего основного конденсата G_K , кг/с (т/ч)	По техническому заданию	186 (670)	222 (80)
Энтальпия основного конденсата, кДж/кг:			
на входе $i_K^{вх}$	»	121,86	121,86
на выходе $i_K^{вых}$	»	235,7	235,7
Количество выпара из П2 $G_{вып}$, кг/с	$G_{вып} = 0,0005 G_K$	0,1	0,1
Энтальпия выпара из П2 $i_{вып}$, кДж/кг	$i_{вып} = i''$	2603	2603
Количество выпара из П2 $G_{п.п}$, кг/с	$G_{п.п} = 0,002 G_K$	0,4	0,4
Энтальпия выпара из П2 $i_{п.п}$, кДж/кг	По техническому заданию	2715	2715
Расход пара из отбора турбины $G_{п}$, кг/с (т/ч)	По формуле (2)	8,76 (32,48)	10,4 (38,45)
Тепловой и гидравлический расчет струйных отсеков			
Отсек 1			
Длина струи l , м	Принимаем	0,38	0,38
Диаметр отверстий d_0 , м	»	0,008	0,008
Шаг разбивки отверстий S , м	»	0,02	0,02
Площадь перфорации тарелки F , м	Принимаем на основании предварительных конструктивных проработок	1,37	1,37
Количество отверстий на тарелке n , шт.	По формуле (12)	3960	3960
Скорость истечения воды из отверстий ω_K , м/с	По формуле (8)	0,94	1,12
Нагрев конденсата в отсеке $i_K^{вх} - i_K^{вых}$, кДж/кг	Принимаем с последующей проверкой	55	57
Количество пара, сконденсированного в отсеке, $G_{п1}^k$, кг/с	По формуле (7)	4,24	5,2
Расход пара на выходе из струйного пучка $G_{п}^{вых}$, кг/с	$G_{п}^{вых} = G_{вып}$	0,1	0,1
Расход пара на входе в струйный пучок $G_{п}^{вх}$, кг/с	По формуле (13)	4,34	5,3
Развернутая ширина струйного пучка, м:	Принимаем на основании предварительных конструктивных проработок		
на входе пара $L_{вх}$		4	4
на выходе пара $L_{вых}$		4	4
Удельный объем пара в подогревателе $v_{п}$, м ³ /кг	По таблицам теплофизических свойств	9	9
Скорость пара на входе в струйный пучок $\omega_{п}^{вх}$, м/с	По формуле (9)	25,7	31,4
Скорость пара на выходе из струйного пучка $\omega_{п}^{вых}$, м/с	По формуле (10)	0,6	0,6
Средняя скорость пара в пучке $\omega_{п}^{ср}$, м/с	По формуле (11)	6,68	8,99
Расход (присосы) воздуха $G_{в}$, кг/с	Принимаем	0,00555	0,00555
Относительное содержание воздуха на выходе из отсека $P_{вых}$	По формуле (15)	0,0521	0,0521
Относительное содержание воздуха на входе в отсек $P_{вх}$	По формуле (14)	0,00128	0,001056
Среднее содержание воздуха в паровоздушной смеси $P_{ср}$	По формуле (16)	0,0137	0,0136
Значение комплекса $\frac{g}{\sigma} P_{г}^{-1,86}$, м/кг	По графику, черт. 9	7	7
Расчетная конечная энтальпия конденсата $i_{к1}^{вых}$, кДж/кг	По формуле (6)	177	179

Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат	
		Номиналь- ная нагрузка	120%-ная нагрузка
Отсек 2			
Длина струн l , м	По конструктивным соображениям	1,1	1,1
Диаметр отверстия d_0 , м	То же	0,008	0,008
Шаг разбивки отверстий S , м	»	0,02	0,02
Площадь перфорации тарелки F , м ²	»	1,76	1,76
Количество отверстий на тарелке n , шт.	По формуле (12)	5630	5630
Скорость истечения воды из отверстий ω_R , м/с	По формуле (8)	0,67	0,81
Конечная энтальпия конденсата на выходе из отсека $i_K^{вых}$, кДж/кг	Принимаем с последующей проверкой	235,7	235,7
Количество пара, сконденсированное в отсеке, $G_{п2}^K$, кг/с	По формуле (7)	4,72	4,72
Расход пара на входе в отсек $G_{п0}^{вх}$, кг/с	По формуле (13)		
Развернутая ширина струйного пучка, м:	По конструктивным проработкам		
на входе пара $L_{вх}$		5,2	5,2
на выходе пара $L_{вых}$		3,6	3,6
Скорость пара на входе в струйный пучок $\omega_{п2}^{вх}$, м/с	По формуле (9)	14,26	16,84
Скорость пара на выходе из трубного пучка $\omega_{п2}^{вых}$, м/с	По формуле (10)	9,86	11,95
Средняя скорость пара в пучке $\omega_{п2}^{ср}$, м/с	По формуле (11)	11,9	14,25
Расчетная конечная энтальпия конденсата на выходе $i_K^{вых}$, кДж/кг	По формуле (6)	235,3	235,3
Расчет уровня конденсата			
Верхняя тарелка (водяная камера)			
Гидростатический уровень конденсата h_2 , м	По формуле (17)	0,125	0,178
Глубина струйного пучка в направлении движения пара m , м	Принимаем на основании конструктивных проработок	0,34	0,34
Количество рядов струй z	По формуле (20)	21	21
Повышение уровня конденсата из-за сопротивления струйного пучка $\Delta h_{ст}$, м	По формуле (19)	0,042	0,042
Расход выпара $Q_{вып}$, кг/с	См. п. 3 расчета	0,10	0,10
Сечение для прохода выпара F , м ²	По конструктивным соображениям	0,24	0,24
Скорость пара на переходе в водяную камеру $\omega_{п}^M$, м/с	$\omega_{п}^M = \frac{G_{вып} v_{п}}{F}$	3,75	3,75
Повышение уровня конденсата из-за местных сопротивлений	По формуле (21) при $\xi=3$	0,00024	0,00024
Динамический уровень конденсата на верхней тарелке h_d , м	По формуле (18)	0,165	0,23
Угол отклонения струй, ...°:			
на входе пара $\alpha_{вх}$	По формуле (22)	45	67
на выходе $\alpha_{вых}$	»	0,25	0,25
Нижняя тарелка			
Гидростатический уровень конденсата h_2 , м	По формуле (17)	0,064	0,093
Глубина струйного пучка в направлении движения пара m , м	На основании конструктивных проработок	0,40	0,40
Количество рядов струй z	По формуле (20)	24	24
Сопротивление одного ряда струй проходу пара h_0 , м вод. ст.	Принимаем	0,002	0,002
Повышение уровня конденсата на тарелке из-за сопротивления струйного пучка $\Delta h_{ст}$, м	По формуле (19)	0,048	0,048

Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат	
		Номиналь- ная нагрузка	120%-ная нагрузка
Расход пара в переходе между отсеками $G_{п2}^{вх}$, кг/с	См. п. 18 расчета	4,34	5,26
Сечение для прохода пара F , м	Принимаем на основании конст- руктивных проработок	0,81	0,81
Скорость пара на переходе между отсеками $w_{п}$, м/с	$w_{п}^м = \frac{G_{п2}^{вх} \cdot v_{п}}{F}$	48,2	58,45
Повышение уровня конденсата на тарелке, из-за мест- ного сопротивления при перепуске пара между отсеками, Δh_m	По формуле (21) при $z_N = 3$	0,039	0,058
Динамический уровень конденсата на нижней та- релке h_d	По формуле (18)	0,0151	0,199
Угол отклонения струй, ...°:			
на выходе $\alpha_{вых}$	По формуле (22)	7,9	9
на входе $\alpha_{вх}$	»	14	20

**ПРИМЕР РАСЧЕТА «НЕЗАТОПЛЕННОГО» БАРБОТАЖНОГО УСТРОЙСТВА
ПОДОГРЕВАТЕЛЯ П2 К ТУРБИНЕ К-300-240 ЛМЗ**

Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат
Расход основного конденсата G_k , т/ч	Из теплового расчета	900
Давление пара в П2 p_2 , кПа	По техническому заданию	89,2
Давление пара в ПЗ p_3 , кПа	»	235,7
Расход конденсата греющего пара из ПЗ $G_{др}$, т/ч	»	67,7
Теплосодержание конденсата греющего пара ПЗ $i_{др}$, кДж/с	Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара	527,3
Удельный объем пара в ПЗ v_3 , м ³ /кг	То же	0,79
Высота столба конденсата над барботажным листом h , м	Принимаем	0,12
Сопротивление барботажного листа Δp_l , кПа	»	0,6
Давление под барботажным листом p_6 , кПа	$p_6 = p_2 + h + \Delta p_l$	91
Температура насыщения, соответствующая давлению p_6 , t_s , °С	Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара	92
Скрытая теплота парообразования при давлении p_6 , r , ккал/кг	То же	2264
Количество пара, выделяющееся из дренажа ПЗ, $D_{др}$, т/ч	$D_{др} = \frac{l_{др} - t_s}{r} G_{др}$	3,24
Количество паровоздушной смеси, поступающее из ПЗ по трубе диаметром 44×3 мм $D_{вып}$, т/ч	$D_{вып} = 28,2 \sqrt{\frac{(P_3 - P_6) 2v_3}{\Sigma \zeta}} d_0^2 \gamma_3$ при $\Sigma \zeta = 12,3$	0,72
Расход пара на барботаж D_6 , т/ч	$D_6 = D_{др} + D_{вып}$	3,96
Удельный объем пара в паровой подушке v'' , м ³ /кг	Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара	1,85
Удельная масса пара в паровой подушке γ'' , кг/м ³	То же	0,54
Коэффициент сопротивления дырчатого листа ζ	Принимаем	1,90
Средняя скорость пара в отверстиях барботажного листа $w_{ср}$, м/с	$w_{ср} = \sqrt{\frac{\Delta p_n 2g (\gamma' - \gamma'')}{\zeta \gamma''}}$	34,5
Сечение для прохода пара в барботажном листе Ω_n , м ²	$\Omega_n = \frac{D_6 v'' \cdot 10^3}{3600 w_{ср}}$	0,0612
Диаметр отверстий в барботажном листе d_0 , мм	Принимаем	8
Число отверстий в барботажном листе N , шт.	$N = \frac{\Omega}{0,785 d_0^2}$	1218
Число рядов n , шт.	Принимаем	10
Шаг между рядами t , мм	То же	50
Длина листа l , мм	$l = (n - 1)t_1$	450
Число отверстий в одном ряду m , шт.	$m = \frac{N}{2n}$	61
Шаг отверстий в ряду t_2 , мм	Принимаем	20
Ширина листа a , мм	$a = (m - 1)t_2$	1200

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

1. Расчет экономического эффекта выполняется в соответствии с «Инструкцией по определению экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений, разрабатываемых в энергомашиностроении», утвержденной 23.03.78.

На стадии освоения производства смешивающих подогревателей и их внедрения на электростанциях и в проектных разработках новых турбоустановок за базу сравнения в расчетах экономического эффекта принимаются показатели заменяемого оборудования, т. е. подогревателей поверхностного типа. Указанному фактическому расчету экономического эффекта предшествуют расчеты предварительного и ожидаемого экономических эффектов, соответствующих начальным стадиям разработки.

2. В соответствии с преимуществами комбинированной схемы регенерации низкого давления, указанными в разделе 2, расчет экономического эффекта от применения смешивающих подогревателей основан на получении дополнительной мощности турбины за счет устранения недогрева конденсата в ПНС, снижения его недогрева в последующих подогревателях поверхностного типа и повышения тепловой экономичности блока в связи с подачей горячего конденсата на уплотнение питательных насосов. Кроме того, в расчете учитывается экономия электроэнергии на собственные нужды за счет исключения из схемы сливных насосов, а также экономия капитальных затрат, связанная с исключением из схемы этих насосов, меньшей стоимостью ПНС и увеличением срока их службы, уменьшением количества запорной арматуры.

При детальном расчете следует также учитывать уменьшение эксплуатационных затрат, связанных с повышенным надежностью работы подогревателей регенерации низкого давления и увеличением межремонтных сроков их эксплуатации. Экономическая эффективность достигается в результате улучшения водно-химического режима работы блока, что повышает надежность работы котла и экономичность турбины благодаря уменьшению отложений окислов металлов в тракте котла и в проточной части турбины.

3. Расчет экономического эффекта от производства и использования нового вида оборудования (со сроком службы более одного года) с улучшенными качественными характеристиками (производительность, долговечность, издержки эксплуатации и т. д.) на годовой объем выпуска этого оборудования производится по формуле

$$\Theta = \left[C_1 \frac{B_2}{B_1} \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(H_1 - H_2) - E_n (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - (C_2 + E_n \Delta K_{\text{пр}}) \right] A_2. \quad (38)$$

Для нашего случая формула для расчета экономического эффекта имеет упрощенный вид:

$$\Theta = \left[C_6 a_n a_d + \frac{\Delta H_T + \Delta H_a}{P_2 + E_n} - C_n \right] A_2, \quad (39)$$

где C_6 — цена комплекта заменяемых поверхностных подогревателей;

a_n — коэффициент учета изменений мощности единицы нового оборудования по сравнению с базовым;

$$a_d = \frac{\frac{1}{T_6} + E_n}{\frac{1}{T_n} + E_n} \quad \text{— коэффициент эквивалентности по долговечности;}$$

T_6, T_n — сроки службы соответственно базовых (поверхностных) и новых (смешивающих) подогревателей;

$E_n = 0,15$ — нормативный коэффициент эффективности;

$\Delta K_{\text{сл.н}}$ — экономия капитальных затрат, связанная с исключением сливных насосов;

$P_2 = 0,1$ — коэффициент реновации нового оборудования (изделия) с учетом морального износа;

A_2 — годовой объем новой продукции в натуральных единицах;

$$\Delta H_a = H_{\text{ам}} (C_6 - C_n) + H_{\text{сл.н}} \Delta K_{\text{сл.н}}$$

Здесь H_a — амортизационные отчисления на капитальный ремонт теплообменного оборудования;
 $H_{\text{ам}} = 3\%$ — норма амортизационных отчислений на капитальный ремонт теплообменного оборудования;

C_n — цена комплекта заменяющих смешивающих подогревателей.

4. Расчет экономии годовых издержек на топливо ведется по формуле

$$\Delta I_T = (a_1 + a_2) N n b_3^{от} C_T \cdot 10^{-8},$$

где ΔI_T — экономия годовых издержек на топливо;

N — мощность турбины;

n — число часов использования оборудования;

$b_3^{от}$ — удельный расход условного топлива на 1 отпущенный квт·ч;

C_T — замыкающие затраты на топливо;

a_2 — увеличение тепловой экономичности турбоустановки за счет перевода уплотнений ПЭН и ПТН на горячую воду;

$a_1 = \frac{\Delta N_1}{N}$ — увеличение экономичности турбоустановки за счет ликвидации в ПНС недогрева конденсата.

Расчет дополнительной мощности (ΔN_1) производится по одной из существующих методик, например

$$\Delta N_1 = \left(\frac{i_{j-1}}{i_j} - 1 \right) Q,$$

где

i_{j-1} — энтальпия пара в вытесняемом отборе турбины;

i_j — энтальпия пара в вытесняющем отборе турбины;

$Q = G_k (\Delta i_n - \Delta i_6)$ — увеличение потребления тепла в подогревателе (G_k — расход основного конденсата; Δi_n — величина подогрева конденсата в смешивающем подогревателе; Δi_6 — величина подогрева конденсата в базовом поверхностном подогревателе).

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКУМЕНТОВ, НА КОТОРЫЕ ДАНЫ ССЫЛКИ В ТЕКСТЕ РТМ

Обозначение документа	Наименование документа	Номер пункта РТМ
ГОСТ 16860—77	Деаэраторы термические. Технические условия	4.3
ОСТ 108.001.08—81	Система разработки и постановки продукции на производство. Изделия энергетического машиностроения. Основные положения	4.1
ОСТ 108.123.02—81	Подогреватели регенеративные смешивающие для электростанций на органическом топливе. Типы, основные параметры и технические требования	4.2
РТМ 108.030.21—78	Расчет и проектирование термических деаэраторов Инструкция по определению экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений, разрабатываемых в энергомашиностроении	3.17 Приложение 4

СОДЕРЖАНИЕ

1. Условные обозначения	1
2. Выбор схемы включения ПНС	2
3. Конструирование ПНС	8
4. Тепловой расчет ПНС	10
5. Гидродинамический расчет ПНС	13
6. Расчет разностей высот установки ПНС и откачивающих насосов	14
7. Рекомендации по защитам, автоматике и управлению схемой включения ПНС и теплотехническому контролю	17
8. Эксплуатация ПНС	20
Приложение 1. Таблица данных к исходным требованиям на разработку технического задания для проектирования смешивающих подогревателей П1 и П2 к турбине К-1000-60/3000	23
Приложение 2. Пример теплового и гидравлического расчетов смешивающего подогревателя П1 для турбины К-300-240 ЛМЗ	24
Приложение 3. Пример расчета «незатопленного» барботажного устройства подогревателя П2 (турбина К-300-240 ЛМЗ)	27
Приложение 4. Методика расчета технико-экономической эффективности	28