

КГЭУ

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

**Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Казанский государственный энергетический университет»**

А. М. ГРИБКОВ

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ
ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

Учебно-методическое пособие

**Казань
2021**

УДК 621.311.697.8.657.47

ББК 31.37-5

Г82

Грибков, Александр Михайлович

Г82 Тепловой расчет подогревателя высокого давления : учебно-методическое пособие / А. М. Грибков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Казань : КГЭУ, 2021. – 53 с.

Приведены описание и характеристики стационарных подогревателей высокого давления и метод их теплового расчета, который проиллюстрирован примером.

Предназначено для обучающихся по образовательной программе направления подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, направленность (профиль) «Технология производства электрической и тепловой энергии».

УДК 621.311.697.8.657.47

ББК 31.37-5

© Грибков А. М., 2004

© Грибков А. М., 2021

© КГЭУ, 2021

ВВЕДЕНИЕ

Самым распространенным типом вспомогательного оборудования на тепловых электростанциях (ТЭС) являются различного вида теплообменники. Наибольший интерес представляют регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД), в которых реализуются все виды теплообмена: между перегретым паром и водой, между конденсирующимся паром и водой, а также между водой и водой через разделительную стенку.

Тепловой расчет таких подогревателей позволяет студентам не только ознакомиться с их конструкцией, но и получить практические навыки проведения сложных тепловых расчетов с применением методов последовательных приближений. Целью данного издания является оказание помощи студентам в выполнении одного из вариантов курсового проекта по дисциплине «Вспомогательное оборудование ТЭС».

Знания, полученные при освоении дисциплины «Вспомогательное оборудование ТЭС», необходимы при выполнении бакалаврской выпускной квалификационной работы, а также при изучении ряда дисциплин при магистерской подготовке.

В процессе освоения материала, представленного в пособии, у студентов формируется способность проводить расчеты по типовым методикам, участвовать в проектировании технологического оборудования котельных, центральных тепловых пунктов, тепловых электростанций с использованием стандартных средств автоматизации проектирования в соответствии с техническим заданием.

В результате выполнения курсового проекта обучающийся должен демонстрировать следующие результаты образования:

1) *знать*:

– конструкцию вспомогательного оборудования и правила его эксплуатации, а также схемы включения оборудования в тепловую схему станции;

– правила выполнения и оформления проектной документации в соответствии с требованиями нормативных документов на проектную документацию, а также требования нормативных правовых актов, нормативно-технических и нормативно-методических документов по проектированию и строительству котельных, центральных тепловых пунктов, малых теплоэлектроцентралей;

– правила выполнения и оформления отдельных узлов и элементов тепломеханической части;

– номенклатуру и технические характеристики современного оборудования, арматуры и материалов;

– тепловые схемы котельных, центральных тепловых пунктов, тепловых электростанций;

2) *уметь*:

– выполнять тепловой и поверочный расчеты теплообменника;

– применять нормативно-методические документы при проектировании и строительстве котельных, центральных тепловых пунктов, малых теплоэлектростанций;

– выполнять эскизы и чертежи отдельных узлов и элементов тепломеханической части вспомогательного оборудования ТЭС без использования компьютера;

– выбирать необходимое вспомогательное оборудование, трубопроводы и арматуру по требуемым характеристикам на основании технических каталогов;

– выполнять гидравлический расчет вспомогательного оборудования котельных, центральных тепловых пунктов, малых теплоэлектростанций на основании расчета их принципиальных тепловых схем;

3) *владеть*:

– расчетом тепловых и материальных балансов по тепловой схеме;

– компьютерными средствами для разработки и оформления проектной документации, расчетов и составления пояснительной записки;

– выбором оборудования и арматуры по соответствующим техническим характеристикам, а также путем уточнения диаметров трубопроводов по полученным данным.

1. ЗАДАНИЕ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задание на курсовой проект «Тепловой расчет подогревателя высокого давления»:

1. Определите поверхность нагрева подогревателя (приложение А). Исходные данные возьмите из выполняемого в предшествующем семестре курсового проекта «Расчет принципиальной тепловой схемы турбоустановки».

2. Начертите конструкцию подогревателя, используя заводской каталог по теплообменному оборудованию, принципиальную тепловую схему (ПТС) подогревателя, график для определения удельного теплового потока, сечение для прохода пара в пароохладителе, схему движения воды.

3. Оформите расчет в виде расчетно-пояснительной записки.

2. ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из пояснительной записки (ПЗ) и графического материала. Наличие графического материала является обязательным.

2.1. Структура пояснительной записки

В пояснительной записке материал располагается следующим образом:

1. *Титульный лист* является первой страницей и оформляется в свободной форме.

2. *Задание* на курсовой проект оформляется на отдельном листе формата А4 в произвольной форме и содержит задания и исходные данные, необходимые для их выполнения.

3. *Содержание*. В содержании приводятся названия разделов и подразделов в полном объеме, как они даны в тексте, и указываются номера страниц, на которых они начинаются.

4. *Введение*. Здесь обосновывается теоретическая и практическая значимость темы, формулируются цель и задачи проекта, кратко излагается методика расчета.

5. *Основная часть* содержит описание принципиальной расчетной тепловой схемы, расчеты основных материальных и тепловых потоков, а также их параметров.

6. *Библиографический список* (список литературы). Содержит библиографические описания использованных источников. В него рекомендуется включать издания, достаточно широко освещающие рассматриваемую проблему.

7. *Приложения*.

2.2. Оформление пояснительной записки

При оформлении пояснительной записки следует руководствоваться требованиями, прописанными в методических указаниях [1].

Текст ПЗ должен быть набран на компьютере в текстовом редакторе Microsoft Word и распечатан на одной стороне листа белой бумаги формата А4 с соблюдением следующих размеров полей: левое – 30 мм, правое – 15 мм, верхнее и нижнее – 20 мм.

Для набора текста ПЗ следует использовать: гарнитуру шрифта – Times New Roman, размер шрифта (кегля) основного текста – 14 пт, в таблицах – допускается до 10 пт, цвет шрифта – черный.

Абзацный отступ выполняется одинаковым по всему тексту и равен 1,25 см, межстрочный интервал – полуторный, выравнивание текста – по ширине.

Терминология и определения в пояснительной записке должны быть едиными и соответствовать установленным стандартам, а при их отсутствии – общепринятым в научно-технической литературе.

Текст должен состоять из разделов и подразделов. Разделы должны иметь порядковые номера. Номер подраздела состоит из номеров раздела и своего собственного, разделенных точкой. Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Заголовки должны быть краткими и отражать содержание раздела или подраздела, соответственно.

В тексте необходимо указать источники и материалы, которые использовались при его написании. Для этого в отсылке, которую приводят в квадратных скобках в строку с текстом документа, указывают порядковый номер источника и страницы. Сведения разделяют запятой.

В записке используется сквозная нумерация страниц и приложений, входящих в её состав. Страницы нумеруются, начиная с титульного листа.

Термины и определения понятий, используемые в записке, должны быть едиными и соответствовать стандартам, а при их отсутствии общепринятым в научно-технической литературе.

Формулы, уравнения. Расчетные уравнения и формулы приводятся сначала в общем виде, затем в них подставляют численные значения величин и записывают результат расчета с указанием размерности. Все расчеты должны быть выполнены в международной системе единиц СИ.

Оформление иллюстраций. Все иллюстрации (графики, схемы) именуется рисунками. Они должны быть связаны с текстом и содержать подрисуночную подпись. Рисунок располагают в работе после первого упоминания в тексте или на следующей странице. Все рисунки имеют сквозную нумерацию в пределах раздела. Каждая подрисуночная подпись содержит номер рисунка. Точку после подписи не ставят, а слово «Рисунок» пишется полностью – «Рисунок 1».

Оформление таблиц. Таблицы применяют для наглядности и удобства сравнения показателей. Как правило, в виде таблиц оформляют цифровой материал. Название таблицы является обязательным, должно отражать ее содержание и быть четким и кратким. Его следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа, в одну строку с ее номером через тире (размер шрифта – 14 пт). Название таблицы приводят с прописной буквы без точки в конце. Таблицу необходимо располагать в записке непосредственно после текста, в котором она упоминается.

2.3. Графическая часть

Графический материал [2, 3] выполняется на двух листах формата А1 (594 × 841 мм): лист 1 – конструкция подогревателя (используйте заводской каталог по теплообменному оборудованию); лист 2 – расчетная тепловая схема (РТС) подогревателя, график для определения удельного теплового потока, сечение для прохода пара в пароохладителе, схема движения воды.

3. КОНСТРУКЦИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В турбинных установках тепловых электростанций для осуществления технологического процесса и повышения тепловой экономичности широко применяются различного рода теплообменники: регенеративные подогреватели питательной воды и основного конденсата, подогреватели сетевой воды (бойлеры), испарители и паропреобразователи, подогреватели сырой и химочищенной воды, охладители пара, охладители дренажа и др.

Регенеративные подогреватели предназначены для подогрева питательной воды и основного конденсата паром, частично отработавшим в турбине, и делятся на подогреватели высокого (ПВД) и низкого (ПНД) давления. Подогреватели высокого давления предназначены для регенеративного подогрева питательной воды и устанавливаются на напорной стороне питательных насосов между деаэратором и парогенератором.

Подогреватели низкого давления предназначены для подогрева основного конденсата турбин и устанавливаются на напорной стороне конденсатных насосов между конденсатором и деаэратором повышенного давления.

ПВД работают при более высоких параметрах по греющему пару и питательной воде: давление питательной воды – до 15,0...38,0 МПа; температура – от 150 до 280 °С, давление пара – от 1,0 до 7,0 МПа, температура пара – до 500 °С.

В отечественной энергетике в основном выпускаются подогреватели высокого давления вертикального типа с горизонтальными двойными или одинарными спиралями, концы которых приварены к вертикальным распределительным и сборным коллекторам. Спирали располагаются одна над другой по высоте и образуют четыре или, для мощных блоков, шесть параллельных секций. Часть спиралей в подогревателях выделяется специальными кожухами и образует поверхности нагрева охладителей пара (в верхней части подогревателей) и охладителей дренажа (нижняя часть подогревателей). Таким образом, как правило, ПВД имеют, кроме собственно подогревателя с передачей тепла к воде от конденсирующего пара, встроенный охладитель пара с передачей тепла от перегретого пара к воде и встроенный охладитель дренажа с передачей тепла к воде от конденсата греющего пара. В ряде турбоустановок применяются вынесенные охладители пара и охладители дренажа.

Спиральные подогреватели высокого давления имеют сравнительно мало сварных стыков, а места приварки спиралей к коллекторам легко доступны, что облегчает проведение ремонтов.

На рис. 3.1 и 3.2 приведена конструкция подогревателя высокого давления с нижним подводом и отводом питательной воды и с выделенными спиралью для снятия перегрева греющего пара и для охлаждения дренажа.

Верхняя крышка корпуса приварена к обечайке и при разборке подогревателя снимается вместе с ней. Для подъема обечайки с крышкой (корпуса подогревателя) служат патрубки, приваренные по сторонам верхней части обечайки на уровне охладителя пара. Перед снятием корпуса должен быть разобран фланец, соединяющий нижнюю крышку и обечайку. Для этого нужно не только разобрать крепления, но и врезать уплотнительный сварной шов по всему периметру фланца.

Конструктивно ПВД представляют собой вертикальный аппарат сварной конструкции и с теплообменной поверхностью, набранной из свитых в плоские спирали гладких труб наружным диаметром 32 мм и толщиной стенки 4–5 мм, присоединенных к вертикальным раздающим и собирающим коллекторным трубам. Соединение коллекторных труб с подводящим и отводящим питательную воду патрубками осуществляется в нижней части подогревателя с помощью специальных развилок и тройников.

Для организации движения пара и отвода образующегося конденсата между спиральными трубными элементами установлены горизонтальные перегородки. Спиральные элементы зон охлаждения пара (ОП) и охлаждения конденсата (ОК) располагаются в специальных кожухах. Зона, в которой происходит конденсация пара и выделение за счет этого большого количества тепла, называется собственно подогревателем (СП).

Выделение таких зон позволяет обеспечить минимальные температурные напоры и максимальную величину подогрева питательной воды. При этом организуется схема «холодная среда греется холодным теплоносителем, а горячая – горячим».

На рис. 3.3 приведена схема движения воды в трубной системе ПВД.

Подогреватели высокого давления имеют общее обозначение ПВ. Кроме того, в заводской маркировке подогревателя указываются три цифры: первая определяет величину поверхности нагрева, m^2 ; вторая – давление питательной воды, $кгс/см^2$; третья – давление греющего пара в корпусе, $кгс/см^2$.

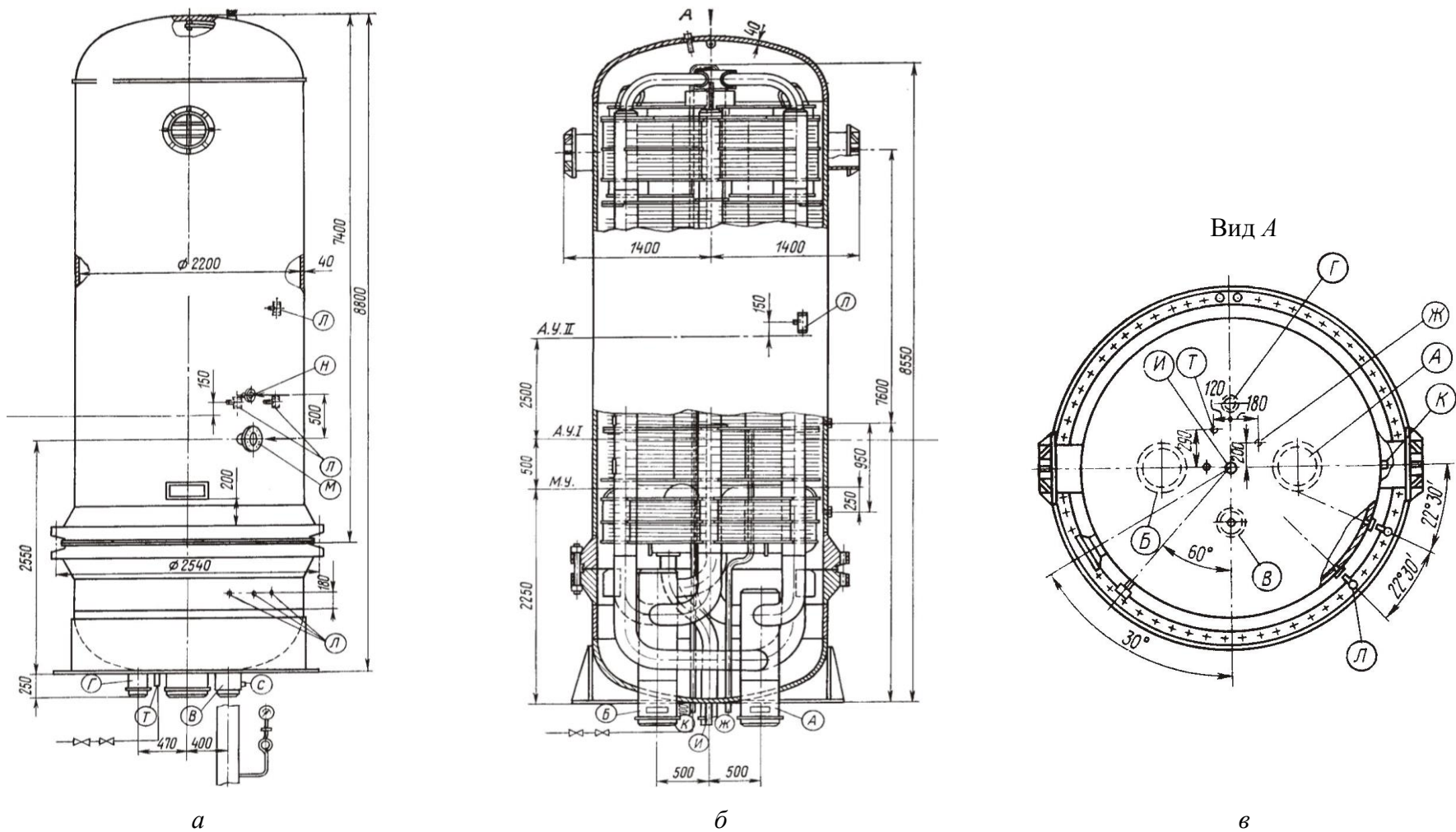


Рис. 3.1. Внешний вид (а) и разрез (б) ПВД, вид сверху (в): А и Б – вход и выход питательной воды; А.У.І и А.У.ІІ – первый и второй аварийный уровни; В – вход греющего пара; Г – выход конденсата греющего пара; Ж – отвод неконденсирующихся газов; И – отвод конденсата из корпуса; К – к водоуказательному прибору; Л – к дифманометру; М – вход конденсата из ПВД высшей ступени; М.У. – максимальный уровень; Н – подвод воздуха из ПВД высшей ступени; С – отвод сконденсированного пара из кожуха; Т – отвод воздуха из трубной системы

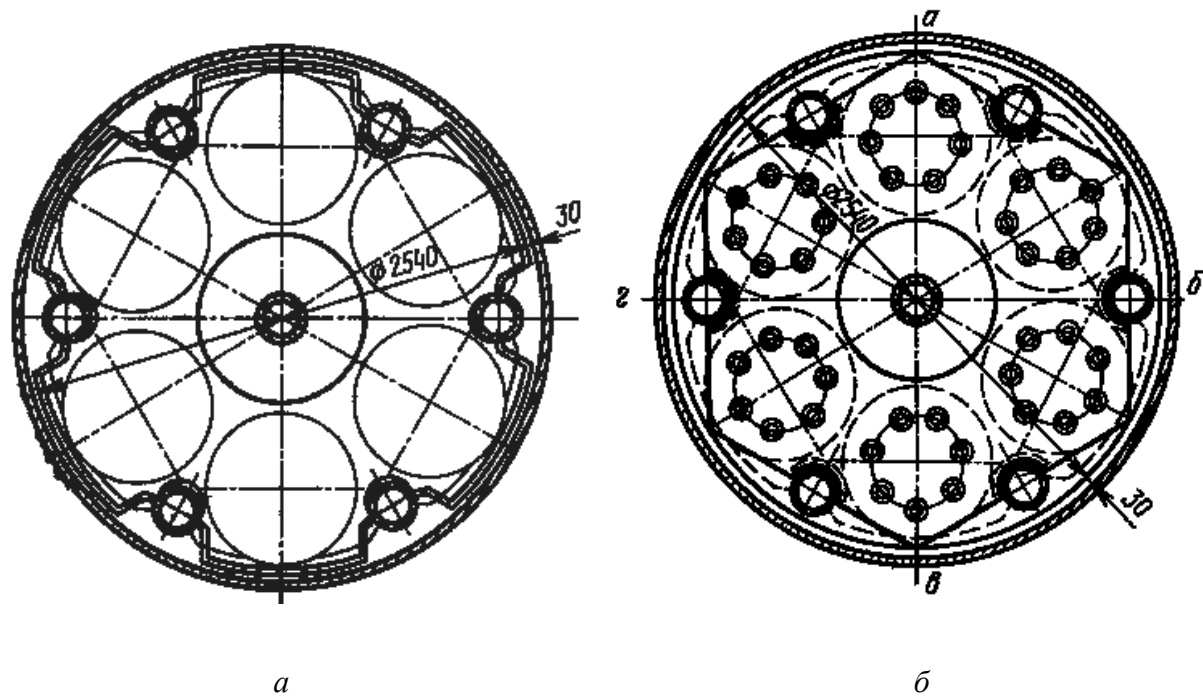


Рис. 3.2. Горизонтальный разрез по охладителям пара и дренажа (а) и по подогревателю (б)

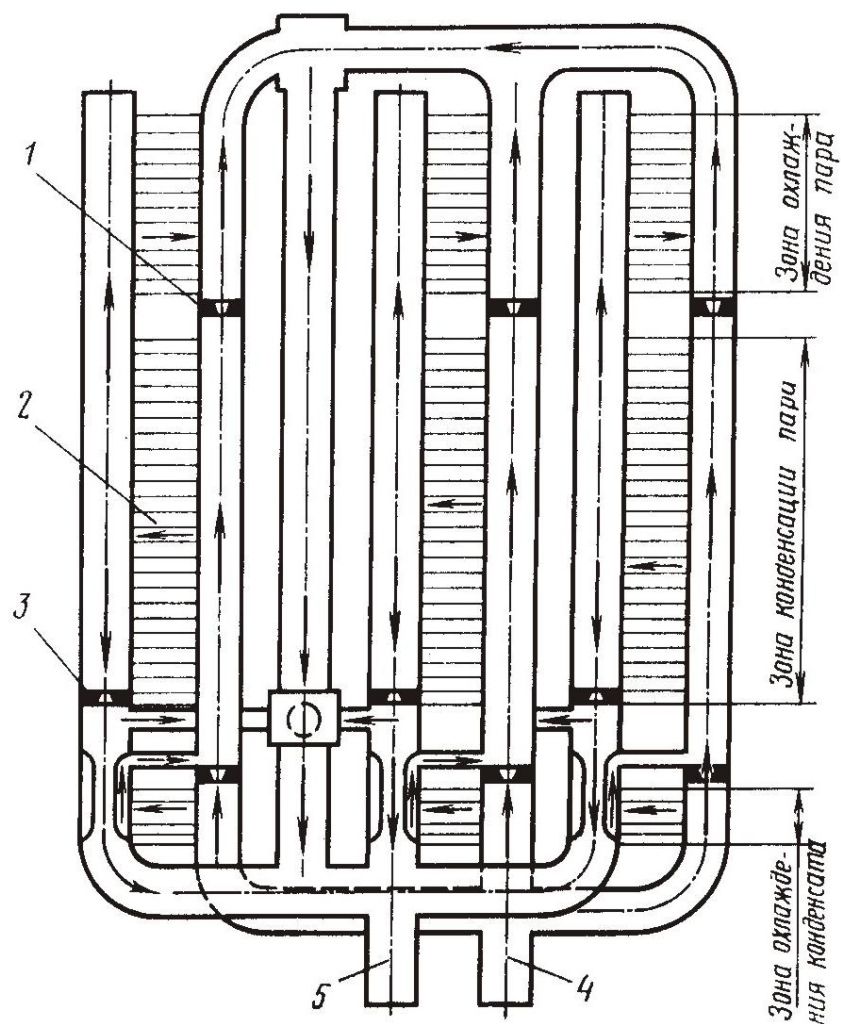


Рис. 3.3. Схема движения воды: 1 – диафрагма; 2 – спиральные поверхности нагрева; 3 – дроссельная шайба; 4 – вход воды; 5 – выход воды

Подогреватели, имеющие одинаковую поверхность нагрева, но разное давление пара в корпусе, различаются толщиной стенки корпуса, так, например, при внутреннем диаметре корпуса 1 600 мм подогреватель ПВ-350-230-50 имеет толщину стенки 36 мм, подогреватель ПВ-350-230-36 – 26 мм, а ПВ-350-230-21 – 16 мм.

4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

4.1. Общие положения

Тепловой расчет подогревателей сводится к определению величины поверхности нагрева F и его конструктивных размеров (диаметр, длина и число труб, диаметр и высота корпуса и т. п.).

Исходные данные для теплового расчета берутся из расчета тепловой схемы на номинальный режим.

К исходным данным относятся: расход греющего пара $D_{\text{п}}$, параметры греющего пара (давление, температура, энтальпия, температура насыщения), расход питательной воды, ее параметры; параметры конденсата греющего пара, давление и температура нагреваемой по ходу ее движения.

Поверхность нагрева F , м², определяется из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{ср}}}. \quad (4.1)$$

Тепловая нагрузка подогревателя Q , МВт, находится по исходным данным из уравнения теплового баланса:

$$Q = G(i_2 - i_1) = D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{др}})\eta_{\text{п}}, \quad (4.2)$$

где G – расход воды, кг/с; i_2 и i_1 – энтальпия воды на выходе и входе, кДж/кг; $D_{\text{п}}$ – расход греющего пара, кг/с; $i_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара, кДж/кг; $i_{\text{др}}$ – энтальпия конденсата греющего пара на выходе из подогревателя, кДж/кг; $\eta_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду.

Обычно $\eta_{\text{п}}$ принимается равным 0,98...0,99.

Для охладителей пара и дренажа (ОД) тепловой баланс определяется уравнениями:

$$Q_{\text{оп}} = D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{оп}})\eta_{\text{п}} = G_{\text{оп}}(i_{2\text{оп}} - i_{1\text{оп}}); \quad (4.3)$$

$$Q_{\text{од}} = D_{\text{п}}(i' - i_{\text{др}})\eta_{\text{п}} = G_{\text{од}}(i_{2\text{од}} - i_{1\text{од}}), \quad (4.4)$$

где $i_{оп}$ – энтальпия пара на выходе из охладителя пара, кДж/кг; $G_{оп}$ и $G_{од}$ – расход питательной воды или основного конденсата через охладители пара и дренажа, кг/с; i' – энтальпия конденсата греющего пара; $i_{2оп}$, $i_{2од}$, $i_{1оп}$, $i_{1од}$ – энтальпии питательной воды (или основного конденсата) на выходе и входе в охладители, кДж/кг.

При расчете охладителей пара и дренажа дополнительно оцениваются температуры греющих теплоносителей на выходе:

– температура пара на выходе из охладителя пара:

$$t_{оп} = t_{н} + (10...25) \text{ } ^\circ\text{C};$$

– температура дренажа на выходе из охладителя дренажа

$$t_{др} = t_{од} + (5...10) \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_{од}$ – температура питательной воды на входе в ОД.

Расчетный расход воды через охладители обычно принимается равным 10...15 % от общего расхода через подогреватель. Более точным приближением является распределение расхода воды между ними с учетом их тепловой нагрузки и условий теплообмена.

В уравнениях (4.2)–(4.4), в случае слива конденсата из других подогревателей, необходимо учитывать также тепло этих дополнительных потоков.

Для расчета величины среднего температурного напора необходимо задаться величиной недогрева до температуры насыщения ϑ . Обычно величина недогрева в подогревателе с конденсирующимся паром принимается равной 2...5 $^\circ\text{C}$.

Если подогреватель имеет встроенный охладитель пара, то для СП принимается та же величина ϑ , а в охладителе вода может быть нагрета до температуры насыщения греющего пара и даже несколько выше. Вода при этом не кипит, так как ее давление значительно больше, чем давление греющего пара.

Средний логарифмический температурный напор $\Delta t_{ср}$ подсчитывается по формуле:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}}, \quad (4.5)$$

где $\Delta t_{б}$ и $\Delta t_{м}$ – больший и меньший температурные напоры, $^\circ\text{C}$.

4.2. Коэффициент теплопередачи

Ввиду малой толщины стенки труб стационарных подогревателей коэффициент теплопередачи k определяется с достаточной точностью по формуле для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{н}}{\lambda_{н}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.6)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке трубы, Вт/(м²·К); $\delta_{ст}$ и $\delta_{н}$, $\lambda_{ст}$ и $\lambda_{н}$ – соответственно толщины, м, и коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·К), стенки трубы и слоя накипи; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой среде, Вт/(м²·К).

При определении коэффициента теплопередачи по формуле (4.6) поверхность нагрева, определяемая по формуле (4.1), относится к среднему диаметру трубы $d_{ср} = 0,5 \cdot (d_{н} + d_{в})$, и погрешность расчета при $d_{н}/d_{в} < 2$ не превышает 4 %.

Погрешность снижается, если принимать:

- 1) $d_{ср} = d_{в}$ при $\alpha_1 \gg \alpha_2$;
- 2) $d_{ср} = 0,5 \cdot (d_{н} + d_{в})$ при $\alpha_1 \sim \alpha_2$;
- 3) $d_{ср} = d_{н}$ при $\alpha_1 \ll \alpha_2$.

Таким образом, при расчете поверхности по формуле (4.1) берется диаметр, со стороны которого коэффициент теплоотдачи имеет меньшее значение, а при равенстве α_1 и α_2 берется средний диаметр трубы.

4.3. Теплоотдача при конденсации пара

Коэффициент теплоотдачи α_1 от пара к стенке для латунных труб при конденсации пара определяется по формуле Нуссельта [4]:

$$\alpha_1 = C \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} \sqrt[4]{\frac{r'}{l(t_{н} - t_{ст})}}. \quad (4.7)$$

Здесь ρ – плотность конденсата, кг/м^3 ; λ – коэффициент теплопроводности пленки конденсата, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; μ – коэффициент динамической вязкости конденсата, $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$; $t_{\text{н}}$ и $t_{\text{ст}}$ – температуры насыщения и стенки трубы; C – коэффициент, учитывающий расположение трубы:

– для вертикальных труб $C = 1,15$;

– для горизонтальных $C = 0,725$;

r' – количество тепла, выделяемое при конденсации 1 кг пара, $\text{Дж}/\text{кг}$:

$$r' = r + \Delta i_{\text{пе}} = i_{\text{пе}} - i',$$

где r – теплота парообразования; $\Delta i_{\text{пе}}$ – тепло перегрева пара; $i_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара; i' – энтальпия конденсата греющего пара при температуре насыщения;

l – определяющий размер, длина пути нарастания толщины пленки конденсата, м:

– для вертикальных труб $l = H$, где H – высота трубы или среднее расстояние между конденсатоотводчиками при их наличии;

– для пучка труб $l = nd_{\text{н}}$, где n – количество трубок, расположенных одна под другой по вертикали;

– для горизонтальной трубы $l = d_{\text{н}}$, где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубы.

Величина $\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} = b$ определяется по средней температуре пленки конденсата $t_{\text{к}} = 0,5 \cdot (t_{\text{н}} + t_{\text{ст}})$, причем предварительно оценивается температура стенки:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} + t_2^{\text{ср}}}{2},$$

где $t_2^{\text{ср}} = \frac{t_2' + t_2''}{2}$ – средняя температура нагреваемой жидкости.

Значения коэффициента $b = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} = f(t_{\text{к}})$ приведены в табл. 4.1.

Теплота парообразования r определяется по температуре насыщения.

Таблица 4.1

$t_{\text{к}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	0	20	40	60	80	100
b	184	226	255	285	300	320
$t_{\text{к}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	120	140	160	180	200	220
b	334	346	358	364	367	363
$t_{\text{к}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	240	260	280	300	320	340
b	356	348	327	320	300	279

При конденсации пара в пучке горизонтальных труб коэффициент теплоотдачи по сравнению с тем же показателем для одиночной трубы снижается за счет уменьшения скорости пара по мере его конденсации и увеличения толщины пленки конденсата из-за последовательного стекания его с верхних трубок на нижние.

Снижение коэффициента теплоотдачи происходит до момента перехода ламинарного течения пленки в турбулентное, при котором коэффициент теплоотдачи остается неизменным.

Средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{п}}$ для пучка горизонтальных труб может быть определен по следующей приближенной формуле:

$$\frac{\alpha_{\text{п}}}{\alpha_N} = \frac{\alpha_1}{\alpha_N} \cdot \frac{0,84\varepsilon}{\left[1 - (1 - \varepsilon)^{0,84}\right] n^{0,07}}. \quad (4.8)$$

Здесь степень конденсации пара

$$\varepsilon = \frac{G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}}{G_{\text{вх}}}$$

где $G_{\text{вх}}$ и $G_{\text{вых}}$ – массовые расходы пара на входе и выходе из пучка; n – число рядов труб одного под другим по высоте коридорного или половина числа рядов труб шахматного пучка; α_1/α_N – относительный коэффициент теплоотдачи первого ряда, определяемый по формуле:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_N} = B \cdot \left(\frac{\rho_{\text{п}} w_{\text{п}}^2}{g \rho_{\text{ж}} d}\right)^{0,08} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{ж}} g d^3 r}{\lambda_{\text{ж}} v_{\text{ж}} \Delta t}\right)^{-0,125}. \quad (4.9)$$

В практических расчетах принимают $B = 30$.

Коэффициент теплоотдачи по Нуссельту для одиночной трубы α_N определяется по формуле (4.7). Для подогревателей высокого давления типа ПВ коэффициент теплоотдачи при конденсации в пучке горизонтальных труб можно определить по формуле (4.8), если подставить вместо l величину произведения $l = nd_H$, где n – число трубок по вертикали между перегородками. Тогда имеем:

$$\alpha_1 = 0,725b \frac{\sqrt[4]{r'}}{\sqrt[4]{nd_H} (t_H - t_{ст})}. \quad (4.10)$$

Однако стальные трубки покрыты слоем окислов, что увеличивает их шероховатость. Вследствие этого создается дополнительное сопротивление течению пленки конденсата, пленка утолщается, что снижает коэффициент теплоотдачи на 15...30 %. Поэтому коэффициент теплоотдачи, полученный по формулам (4.7)–(4.10), надо уменьшить в случае стальных трубок в среднем на 20 %.

Наличие газов и воздуха в паре значительно снижает теплоотдачу при конденсации, так как неконденсирующиеся газы скапливаются у стенок и препятствуют дальнейшей конденсации пара, увеличивая термическое сопротивление паровоздушного слоя. Кроме того, снижается температурный напор Δt в силу уменьшения парциального давления пара. Температура паровоздушной смеси при этом ниже температуры насыщения чистого пара того же давления.

Так, при конденсации неподвижного пара с содержанием 1 % воздуха коэффициент теплоотдачи снижается примерно на 60 %.

Для обеспечения нормальной работы подогревателей воздух необходимо удалять, что и осуществляется во всех конструкциях подогревателей. Для теплообменников, нормально работающих при давлении пара выше атмосферного, влияние воздуха в тепловом расчете не учитывается.

Ввиду малых скоростей пара при конденсации его в пароводяных теплообменниках коэффициент теплоотдачи определяется обычно без учета скорости пара.

4.4. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости

4.4.1. Движение жидкости внутри каналов (труб)

При вынужденном движении в каналах и трубах с поперечным сечением любой формы без изменения агрегатного состояния теплоносителя сначала по универсальной формуле определяется критерий Нуссельта Nu :

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (4.11)$$

где $Nu = \alpha d_э / \lambda$ – критерий Нуссельта (α – коэффициент теплоотдачи от стенки к воде); $Re = wd_э / \nu$ – критерий Рейнольдса; $Pr = \nu / a$ – критерий Прандтля для жидкости при температуре жидкости; $Pr_{ст}$ – критерий Прандтля для жидкости при температуре стенки; w – скорость жидкости, м/с; $a = \lambda / c_p \rho g$ – коэффициент температуропроводимости; ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

За определяющие температуры здесь приняты средняя температура среды в трубе $t_1 = \frac{t' - t''}{2}$ и температура стенки трубы $t_{ст}$, °С, а за определяющий размер – эквивалентный диаметр $d_э$, определяемый по формуле:

$$d_э = 4F/U, \quad (4.12)$$

где F – площадь поперечного сечения канала, м²; U – полный (смоченный) периметр поперечного сечения канала, независимо от того, какая часть этого периметра участвует в теплообмене.

Для круглых труб эквивалентный диаметр равен геометрическому. Формула (4.11) применима к каналам любой формы поперечного сечения для всех упругих и капельных жидкостей при $Re = 1 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ и $Pr = 0,6 \dots 2500$, т. е. для развитого турбулентного движения.

Как видно из формулы (4.11), теплоотдача в значительной степени зависит от режима движения (скорости), от физических свойств жидкости, характеризующихся критерием Pr и от направления теплового потока и температурного напора.

В изогнутых трубах и спиральных теплообменниках выше за счет дополнительной турбулизации, поэтому необходимо вводить поправку к коэффициенту теплоотдачи

$$\varepsilon = 1 + 1,77 \cdot (d/R),$$

где R – радиус змеевика; d – диаметр трубы. Для переходного режима $2\,200 < Re < 10\,000$ коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (4.14) с учетом поправки φ (табл. 4.2).

Таблица 4.2

$Re \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9
φ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,70	0,76	0,86	0,91	0,96	0,98	0,99

По формуле (4.12) определяется коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости при движении по трубкам ПВД воды.

При нагревании воды или пара температура стенки близка к температуре жидкости (воды или пара), а величина $Pr/Pr_{ст}$ близка к единице.

В этих случаях при $Re > 10^4$ коэффициент теплоотдачи определяется по упрощенной формуле:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}. \quad (4.13)$$

После подстановки $Nu = \alpha d_3 / \lambda$ и $Re = wd_3 / \nu$ имеем:

$$\alpha = 0,023 \cdot \left(\frac{\lambda}{d_3} \right) \left(\frac{wd_3}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (4.14)$$

При нагревании воды в ПВД значение $Pr^{0,4}$ близко к единице (табл. 4.3), а формула (4.14) может быть упрощена и приведена к виду:

$$\alpha = B_0 \frac{(\rho w)^{0,8}}{d_3^{0,2}}. \quad (4.15)$$

Здесь $B_0 = 0,023\lambda/\mu^{0,8}$ зависит от средней температуры жидкости.

Зависимость числа Прандтля от температуры воды при давлении воды 15,0...23,0 МПа приведена в табл. 4.3.

Таблица 4.3

$t, ^\circ\text{C}$	150	200	240	280
Pr	1,13	0,9	0,82	0,83
$\text{Pr}^{0,4}$	1,05	1,04	1,065	1,04

4.4.2. Теплоотдача при внешнем обтекании трубок без изменения агрегатного состояния теплоносителя

Этот вид передачи тепла имеет место в охладителях дренажа, пароохладителях и перегревателях пара со стороны воды или пара при внешнем обтекании пучков труб.

Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании пучков труб и развитом турбулентном движении, т. е. при $\text{Re} = 1 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ и $\text{Pr} = 0,6 \dots 2500$ может быть определен по формуле (4.12), что дает некоторый запас в определении поверхности нагрева F , так как коэффициент теплоотдачи получается заниженным. В многотрубных пучках интенсивность теплоотдачи выше, поэтому с большей точностью коэффициент теплоотдачи при продольном обтекании пучка определяется по формуле:

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{s_1 s_2}{d_\varepsilon} \right)^{0,18}. \quad (4.16)$$

За определяющие параметры здесь приняты эквивалентный диаметр d_ε всего канала с пучком труб, диаметр которых d и расстояние между их осями s_1 и s_2 , средняя температура жидкости t и температура стенки $t_{\text{ст}}$. Формула справедлива при $\text{Re} = 2 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^5$.

При поперечном обтекании пучка труб при $\text{Re} = 2 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^5$ коэффициент теплоотдачи от пара или воды к стенке определяется по следующим формулам:

– при коридорном расположении труб в пучке:

$$\text{Nu} = 0,26 \cdot \text{Re}^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (4.17)$$

– при шахматном расположении:

$$\text{Nu} = 0,41 \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (4.18)$$

За определяющие размеры приняты: t – средняя температура теплоносителя; w – скорость в самом узком сечении первого ряда трубок; $d_{\text{н}}$ – диаметр трубки (наружный).

По формулам (4.17) и (4.18) определяются средние значения для 3-го и всех последующих рядов труб. Для трубок 1-го ряда вводится поправочный коэффициент $\varepsilon = 0,60$, для второго ряда $\varepsilon = 0,9$ в коридорных и $\varepsilon = 0,7$ в шахматных пучках. По значениям α для каждого ряда затем определяется коэффициент теплоотдачи для всего пучка.

4.5. Определение коэффициента теплопередачи

При определении коэффициента теплопередачи принимается, что поверхность нагрева регенеративных подогревателей не имеет наружных или внутренних загрязнений ввиду высокого качества воды, пара или конденсата.

Для определения коэффициентов теплоотдачи и термических сопротивлений по вышеприведенным формулам на основании исходных данных необходимо предварительно задать диаметр и толщину стенки труб, скорости теплоносителей, определиться с материалом и конструктивными характеристиками: высотой трубок или средним расстоянием между перегородками – формула (4.7); в пучке горизонтальных труб – числом и расположением труб в пучке, шагом труб и т. д. – формулы (4.7)–(4.11).

Для подогревателей высокого давления ($p_{\text{в}} = 15 \dots 34$ МПа и $t = 150 \dots 250$ °С) применяются стальные трубки (ст. 20) диаметром 25...32 мм и толщиной стенки от 1,5 до 3...5 мм.

Скорость воды в подогревателях определяется технико-экономическими расчетами и принимается в пределах 1...3 м/с.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле (4.6). Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении жидкости или пара без изменения агрегатного состояния теплоносителей (охлаждители дренажа, охлаждители пара) и термических сопротивлений стенки не вызывает затруднений, поскольку обычно известны все необходимые для расчета величины. За температуру стенки труб $t_{\text{ст}}$ обычно принимают:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{f1} + t_{f2}}{2}.$$

Здесь t_{f1} и t_{f2} где – средние температуры теплоносителей:

$$t_{f1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \quad t_{f2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2},$$

где t'_1 и t''_1 – температуры греющей среды на входе и выходе; $t'_2 + t''_2$ – температура нагреваемой среды на входе и на выходе.

При этих условиях задача определения коэффициента теплоотдачи решается однозначно и, как правило, не требует уточнения.

При определении коэффициента теплоотдачи α_1 от пара к стенке при его конденсации приходится задаваться температурой стенки и решать задачу методом подбора и последовательного приближения. После расчета α_1 температура стенки проверяется: $t_{\text{ст}} = t_{\text{н}} - (q/\alpha_1)$. Однако задача определения коэффициента теплопередачи может быть достаточно просто решена графическим путем.

Разберем это на примере пароводяного подогревателя с латунными трубками.

Из (4.11) имеем:

$$\alpha_1 = cb' \sqrt[4]{r'l}^{-0,25} \Delta t_1^{-0,25}, \quad (4.19)$$

где $b' = cb'$, r' , $l^{-0,25}$ – величины постоянные для заданных условий расчета. Кроме того, имеем:

$$q = \frac{Q}{F} = \alpha_1 \Delta t_1 = \alpha_1 (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}1}). \quad (4.20)$$

Из уравнений (4.19) и (4.20) получаем

$$\Delta t_1 = t_{\text{н}} - t_{\text{ст}1} = \frac{q^{4/3}}{b'}. \quad (4.21)$$

Из формул теплового потока для стенки трубы и от стенки к подогреваемой жидкости имеем:

$$t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2} = \Delta t_{\text{ст}} = q \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}; \quad (4.22)$$

$$t_{ст2} - t_{f2} = \Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2}. \quad (4.23)$$

Сложив левые и правые части уравнений (4.21)–(4.23), получим:

$$t_{н} - t_{f2} = \Delta t_{ср} = \frac{q^{4/3}}{b'} + q \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{q}{\alpha_2}. \quad (4.24)$$

Это уравнение решается графически путем построения зависимости $\Delta t = f(q)$ (см. п. 5.3.4). Пересечение соответствующих прямой и кривой дает искомую величину q , по которой затем и определяем величину коэффициента теплопередачи:

$$k = q / \Delta t_{ср}. \quad (4.25)$$

Для подогревателей высокого давления шаг витков в спирали принимается равным 36...40 мм, а расстояние между витками по высоте равно 36 мм.

5. ПРИМЕР ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

5.1. Исходные данные

В качестве примера рассмотрим ПВД типа ПВ со встроенными охладителями пара и дренажа со следующими параметрами:

1) греющий пар из отбора турбины:

– давление $P_{\Pi} = 6,6$ МПа;

– температура $t_{\Pi} = 390$ °С;

– энтальпия $h_{\Pi} = 3\,140,9$ кДж/кг;

– температура насыщения $t_{\text{Н}} = 281,8$ °С;

– температура пара на выходе из охладителя пара:

$$t'_{\Pi} = t_{\text{Н}} + 20,2 = 281,8 + 20,2 = 302 \text{ °С};$$

– энтальпия пара на выходе из охладителя пара $h'_{\Pi} = 2\,865,9$ кДж/кг;

– энтальпия конденсата греющего пара $h_{\text{к}} = 1\,246,8$ кДж/кг.

2) питательная вода:

– расход питательной воды $G_{\text{ПВ}} = 258,3$ кг/с (930 т/ч);

– давление питательной воды:

на входе – $P_{\text{ПВ}} = 32,0$ МПа,

на выходе – $P'_{\text{ПВ}} = 31,5$ МПа;

– температура питательной воды:

на входе в подогреватель – $t_{\text{ПВ}} = 241$ °С,

на выходе из СП – $t_{\text{ПВ}}^{\text{СП}} = t_{\text{Н}} - 4,8 = 281,8 - 4,8 = 277$ °С.

– энтальпия питательной воды:

на входе в подогреватель – $h_{\text{ПВ}} = 1\,047,7$ кДж/кг,

на выходе из СП при среднем давлении в подогревателе 31,75 МПа –
 $h_{\text{ПВ}}^{\text{СП}} = 1\,216,5$ кДж/кг.

3) дренаж ПВД:

– температура дренажа – $t_{\text{др}} = t_{\text{ПВ}} + 10 = 241 + 10 = 251$ °С;

– энтальпия конденсата на выходе из ОД – $h_{\text{др}} = 1\,090,1$ кДж/кг.

5.2. Расчетная схема подогревателя

Расчетная схема представлена на рис. 5.1.

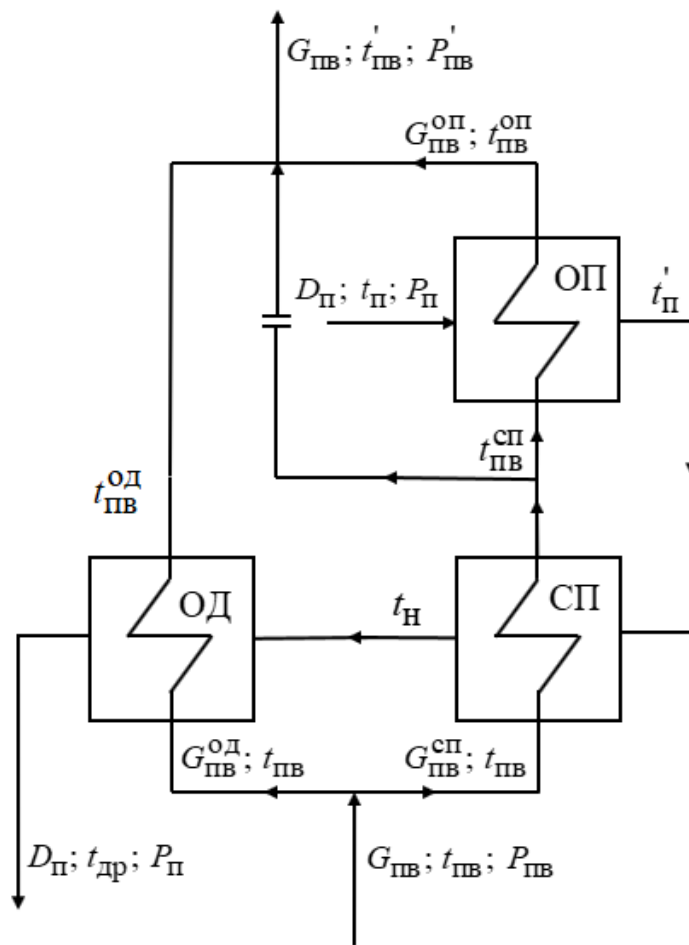


Рис. 5.1. Расчетная схема подогревателя

Один килограмм пара выделяет в ПВД:

$$q_{\text{ПВД}} = h_{\text{II}} - h_{\text{др}} = 3\,140,9 - 1\,090,1 = 2\,050,8 \text{ кДж/кг.}$$

Из них:

- в ОП: $q_{\text{ОП}} = h_{\text{II}} - h'_{\text{II}} = 3\,140,9 - 2\,865,9 = 275 \text{ кДж/кг}$ или 13,4 %.
- в СП: $q_{\text{СП}} = h'_{\text{II}} - h_{\text{к}} = 2\,865,9 - 1\,246,8 = 1\,619,1 \text{ кДж/кг}$ или 79,0 %.
- в ОД: $q_{\text{ОД}} = h_{\text{к}} - h_{\text{др}} = 1\,246,8 - 1\,090,1 = 156,7 \text{ кДж/кг}$ или 7,6 %.

Тепловой расчет проводится методом последовательных приближений.

Примем, что в ОП и в СП поверхность нагрева распределяется примерно пропорционально величине передаваемого в них тепла. Более низкое значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенке в ОП компенсируется более высоким значением температурного напора. Но в ОД и коэффициент теплоотдачи, и температурный напор будут меньше, чем в СП, поэтому примем, что в ОД требуется в два раза больше поверхности нагрева для передачи такого же количества тепла.

Таким образом, принимаем распределение поверхностей нагрева следующим образом: в ОП – 12,5 %; в СП – 73,4 %; в ОД – 14,1 %.

Принимаем в первом приближении, что скорость воды в трубках всех поверхностей нагрева одинакова и равна $w_{ж} = 2$ м/с. Тогда и относительный расход воды по поверхностям нагрева будет таким же, как отношение площадей поверхностей нагрева.

Расход воды составит:

– через ОД:

$$G_{ПВ}^{ОД} = 930 \cdot 0,141 = 131,1 \text{ т/ч (36,4 кг/с)};$$

– через СП:

$$G_{ПВ}^{СП} = 930 - 131,1 = 798,9 \text{ т/ч (221,9 кг/с)};$$

– через ОП:

$$G_{ПВ}^{ОП} = 930 \cdot 0,125 = 116,2 \text{ т/ч (32,3 кг/с)}.$$

Пропуск воды по обводной линии помимо ОП составит:

$$G_{ПВ}^{Об} = 798,9 - 116,2 = 682,7 \text{ т/ч (189,6 кг/с)}.$$

Рассмотрим тепловой баланс СП:

$$D_{II} (h'_{II} - h_k) \eta_{II} = G_{ПВ}^{СП} (h_{ПВ}^{СП} - h_{ПВ}).$$

Отсюда:

$$D_{II} = \frac{G_{ПВ}^{СП} (h_{ПВ}^{СП} - h_{ПВ})}{\eta_{II} (h'_{II} - h_k)}.$$

Подставляем значения величин, получаем:

$$D_{II} = \frac{221,9 \cdot (1\ 216,5 - 1\ 047,7)}{0,99 \cdot (2\ 865,9 - 1\ 246,8)} = 23,37 \text{ кг/с}.$$

Рассмотрим тепловой баланс ОП:

$$D_{II} (h_{II} - h'_{II}) \eta_{II} = G_{ПВ}^{ОП} (h_{ПВ}^{ОП} - h_{ПВ}^{СП}).$$

Отсюда

$$h_{\text{ПВ}}^{\text{оп}} = h_{\text{ПВ}}^{\text{сп}} + \frac{D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) \eta_{\text{п}}}{G_{\text{ПВ}}^{\text{оп}}}.$$

Подставляя соответствующие значения величин, получаем энтальпию питательной воды за охладителем пара:

$$h_{\text{ПВ}}^{\text{оп}} = 1\,216,5 + \frac{23,37 \cdot (3\,140,9 - 2\,865,9) \cdot 0,99}{32,3} = 1\,413,5 \text{ кДж/кг}.$$

При давлении $P'_{\text{ПВ}} = 31,5$ МПа и энтальпии $h_{\text{ПВ}}^{\text{оп}} = 1\,413,5$ кДж/кг питательная вода за охладителем пара будет иметь температуру $t_{\text{ПВ}}^{\text{оп}} = 316,3$ °С.

Рассмотрим тепловой баланс ОД:

$$D_{\text{п}} (h_{\text{к}} - h_{\text{др}}) \eta_{\text{п}} = G_{\text{ПВ}}^{\text{од}} (h_{\text{ПВ}}^{\text{од}} - h_{\text{ПВ}}).$$

Отсюда

$$h_{\text{ПВ}}^{\text{од}} = h_{\text{ПВ}} + \frac{D_{\text{п}} (h_{\text{к}} - h_{\text{др}}) \eta_{\text{п}}}{G_{\text{ПВ}}^{\text{од}}}.$$

Подставляя соответствующие значения величин, получаем энтальпию питательной воды за охладителем дренажа:

$$h_{\text{ПВ}}^{\text{од}} = 1\,047,7 + \frac{23,37 \cdot (1\,246,8 - 1\,090,1) \cdot 0,99}{36,4} = 1\,147,3 \text{ кДж/кг}.$$

Запишем уравнение теплового баланса для сборного тройника:

$$G_{\text{ПВ}} \cdot h'_{\text{ПВ}} = G_{\text{ПВ}}^{\text{од}} \cdot h_{\text{ПВ}}^{\text{од}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{об}} \cdot h_{\text{ПВ}}^{\text{сп}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{оп}} \cdot h_{\text{ПВ}}^{\text{оп}}.$$

Отсюда энтальпия питательной воды на выходе из ПВД

$$h'_{\text{ПВ}} = \frac{G_{\text{ПВ}}^{\text{од}} \cdot h_{\text{ПВ}}^{\text{од}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{об}} \cdot h_{\text{ПВ}}^{\text{сп}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{оп}} \cdot h_{\text{ПВ}}^{\text{оп}}}{G_{\text{ПВ}}}.$$

Подставляя соответствующие численные значения, получаем

$$h'_{\text{ПВ}} = \frac{36,4 \cdot 1\,147,3 + 189,6 \cdot 1\,216,5 + 32,3 \cdot 1\,413,5}{258,3} = 1\,231,4 \text{ кДж/кг}.$$

При давлении $P'_{\text{ПВ}} = 31,5$ МПа и энтальпии $h'_{\text{ПВ}} = 1\,231,4$ кДж/кг питательная вода будет иметь температуру $t'_{\text{ПВ}} = 280,7$ °С.

Тепловая нагрузка ПВД:

$$Q_{\text{ПВД}} = D_{\text{П}} (h_{\text{П}} - h_{\text{др}}) \eta_{\text{П}} = 23,37 \cdot (3\,140,9 - 1\,090,1) \cdot 0,99 = 47\,450 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка ОП:

$$Q_{\text{ОП}} = D_{\text{П}} (h_{\text{П}} - h'_{\text{П}}) \eta_{\text{П}} = 23,37 \cdot (3\,140,9 - 2\,865,9) \cdot 0,99 = 6\,360 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка СП:

$$Q_{\text{СП}} = D_{\text{П}} (h'_{\text{П}} - h_{\text{к}}) \eta_{\text{П}} = 23,37 \cdot (2\,865,9 - 1\,246,8) \cdot 0,99 = 37\,460 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка ОД:

$$Q_{\text{ОД}} = D_{\text{П}} (h_{\text{к}} - h_{\text{др}}) \eta_{\text{П}} = 23,37 \cdot (1\,246,8 - 1\,090,1) \cdot 0,99 = 3\,630 \text{ кВт.}$$

Проверяем: $6\,360 + 37\,460 + 3\,630 = 47\,450$ кВт.

5.3. Тепловой расчет собственно подогревателя

5.3.1. Температурный напор

Исходные данные для расчета:

- температура воды за СП – $t_{\text{ПВ}}^{\text{СП}} = 277$ °С;
- температура питательной воды перед СП – $t_{\text{ПВ}} = 241$ °С;
- температура пара на входе в СП – $t'_{\text{П}} = 302$ °С;
- температура насыщения – $t_{\text{Н}} = 281,8$ °С;
- температура конденсата греющего пара на выходе из СП:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{Н}} = 281,8 \text{ °С.}$$

Количество тепла, вносимого с остаточным перегревом пара в СП, по сравнению с теплом, выделяющимся за счет конденсации пара, мало, температура пара быстро достигает температуры насыщения. Поэтому принимаем, что греющая среда имеет температуру насыщения во всем объеме СП.

Рассчитаем температурный напор:

- на выходе из СП:

$$\Delta t_{\text{М}} = t_{\text{Н}} - t_{\text{ПВ}}^{\text{СП}} = 281,8 - 277 = 4,8 \text{ °С;}$$

– на входе в СП:

$$\Delta t_{\delta} = t_{\text{Н}} - t_{\text{ПВ}} = 281,8 - 241 = 40,8 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– средний логарифмический:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{М}})} = \frac{40,8 - 4,8}{\ln(40,8 / 4,8)} = 16,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5.3.2. Теплоотдача от пара к стенке

Средняя температура питательной воды в СП

$$t_{\text{всп}} = \frac{t_{\text{ПВ}} + t_{\text{ПВ}}^{\text{СП}}}{2} = \frac{277 + 241}{2} = 259 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура на наружной поверхности стенки

$$t_{\text{СТ}} = \frac{t_{\text{Н}} + t_{\text{всп}}}{2} = \frac{281,8 + 259}{2} = 270,4 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура пленки конденсата

$$t_{\text{ПЛ}} = \frac{t_{\text{Н}} + t_{\text{СТ}}}{2} = \frac{281,8 + 270,4}{2} = 276,1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре по табл. 4.1 находим $b = 4 \sqrt{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} = 331$.

Тепло, выделяемое одним килограммом пара в СП:

$$r' = h'_{\text{П}} - h_{\text{К}} = 2\,865,9 - 1\,246,8 = 1\,619,1 \text{ кДж/кг}.$$

Принимаем, что наружный диаметр трубок $d_{\text{Н}} = 32$ мм, внутренний $d_{\text{ВН}} = 22$ мм. Площадь поперечного сечения для прохода воды одной трубки составляет:

$$f_1 = \frac{\pi d_{\text{ВН}}^2}{4} = 380,1 \text{ мм}^2 = 3,801 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Массовый расход воды через СП составляет $G_{\text{ПВ}}^{\text{СП}} = 221,9$ кг/с. Удельный объем воды при температуре $t_{\text{всп}} = 259$ °С и давлении $P'_{\text{ПВ}} = 31,5$ МПа составит $v_{\text{всп}} = 0,00122652$ м³/кг. Тогда объемный расход воды составит:

$$V_{\text{всп}} = v_{\text{всп}} \cdot G_{\text{ПВ}}^{\text{СП}} = 0,00122652 \cdot 221,9 = 0,2722 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для пропуска всей воды со скоростью $w = 2 \text{ м/с}$ потребуется суммарная площадь поперечного сечения

$$f_c = V_{\text{всп}}/w = 0,2722/2 = 0,1361 \text{ м}^2.$$

Для этого понадобится $N_T = \frac{f_c}{f_1} = \frac{0,1361}{3,801 \cdot 10^{-4}} = 358$ параллельных трубок.

Учитывая, что количество трубок должно быть кратным 6, принимаем количество трубок $N_T = 360$. Делим это количество на 6 секций, получаем по 60 трубок на секцию. Каждая трубка имеет по две спирали, т. е. по высоте $60 \cdot 2 = 120$ рядов трубок. Для предотвращения увеличения толщины пленки конденсата и снижения за счет этого коэффициента теплоотдачи, устанавливаются горизонтальные перегородки – конденсатоотводчики. Делим всю поверхность СП горизонтальными перегородками на 10 секций. Тогда между перегородками находятся по 6 двойных спиралей, т. е. по $n = 12$ трубок по вертикали. В этом случае длина пути нарастания толщины пленки конденсата в формуле (4.8) $l = nd_H = 12 \cdot 0,032 = 0,384 \text{ м}$.

Подставляя значения величин в формулу (2.7), получим

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} \cdot \sqrt[4]{\frac{r'}{l(t_H - t_{\text{ст}})}} = 0,725 \cdot 331 \cdot \sqrt[4]{\frac{1619,1 \cdot 10^3}{12 \cdot 0,032 \cdot \Delta t_1}} = 10\,874 \cdot \Delta t_1^{-0,25}.$$

Для горизонтальных труб находим коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке. Т.к. температура стенки нами задавалась ориентировочно, то коэффициент теплоотдачи записываем как функцию от температурного напора на внешней стенке.

Расчетный коэффициент теплоотдачи для стальных трубок:

$$\alpha_{1p} = 0,8 \cdot 10\,874 \cdot \Delta t_1^{-0,25} = 8\,699 \cdot \Delta t_1^{-0,25}.$$

Удельный тепловой поток в СП

$$q = \alpha_{1p} \cdot \Delta t_1 = 8\,699 \Delta t_1^{-0,25} \cdot \Delta t_1 = 8\,699 \Delta t_1^{0,75}.$$

5.3.3. Теплопроводность через стенку

Удельный тепловой поток через стенку:

$$q = \frac{\lambda_{\text{ст}} \cdot \Delta t_2}{\delta_{\text{ст}}}.$$

Принимаем коэффициент теплопроводности для стали $\lambda_{\text{ст}} = 46,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Толщина стенки трубок принята $\delta_{\text{ст}} = 5 \text{ мм}$.

$$q = \frac{46,6 \cdot \Delta t_2}{0,005} = 9\,320 \cdot \Delta t_2,$$

где $\Delta t_2 = t_{\text{ст.н}} - t_{\text{ст.вн}}$ – разность температур на наружной и внутренней поверхности стенки.

5.3.4. Теплоотдача от стенки к воде

Удельный тепловой поток

$$q = \alpha_2 \cdot \Delta t_3,$$

где α_2 считаем по упрощенной формуле (4.15):

$$\alpha_2 = \frac{B_0 (\rho w)^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}}. \quad (4.26)$$

Средняя температура питательной воды в СП уже найдена, $t_{\text{всп}} = 259 \text{ }^\circ\text{C}$, среднее давление тоже известно – $P_{\text{в}} = 31,5 \text{ МПа}$.

Удельный объем воды при этих условиях $v = 0,00122652 \text{ м}^3/\text{кг}$ и, соответственно, плотность $\rho = 1/v = 1/0,001125 = 815,3 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Вязкость воды $\mu_{\text{ж}} = 0,000110 \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$.

Теплопроводность воды $\lambda_{\text{ж}} = 0,645 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Тогда параметр

$$B_0 = \frac{0,023 \lambda_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}^{0,8}} = \frac{0,023 \cdot 0,645}{0,000110^{0,8}} = 21,79.$$

Уточняем скорость воды в трубках:

$$w_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{всп}}}{160 \cdot f_1} = \frac{0,2722}{360 \cdot 3,801 \cdot 10^{-4}} = 1,99 \text{ м/с.}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи путем подстановки в (4.26) соответствующих значений параметров:

$$\alpha_2 = \frac{21,79 \cdot (815,3 \cdot 1,79)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 15\,889 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поправка $\varepsilon = 1 + \frac{1,77d_{\text{вн}}}{R}$ на увеличение теплоотдачи в спиралях, где в качестве радиуса змеевика R принимаем средний радиус спирали $R_{\text{ср}} = 260$ мм (задаемся следующим уточнением):

$$\varepsilon = 1 + \frac{1,77 \cdot 22}{260} = 1,150.$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha_{2\text{р}} = \varepsilon \alpha_2 = 15\,889 \cdot 1,150 = 18\,269 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Удельный тепловой поток

$$q = \alpha_{2\text{р}} \cdot \Delta t_3 = 18\,269 \cdot \Delta t_3.$$

Итак, имеем:

$$q = 8\,699 \cdot \Delta t_1^{0,75}; \quad q = 9\,320 \cdot \Delta t_2; \quad q = 18\,269 \cdot \Delta t_3.$$

Выражаем отсюда температурные напоры:

$$\Delta t_1 = \left(\frac{q}{8\,699} \right)^{1,3333} = 0,00000559 \cdot q^{1,3333};$$

$$\Delta t_2 = 0,0001073 \cdot q; \quad \Delta t_3 = 0,00005474 \cdot q.$$

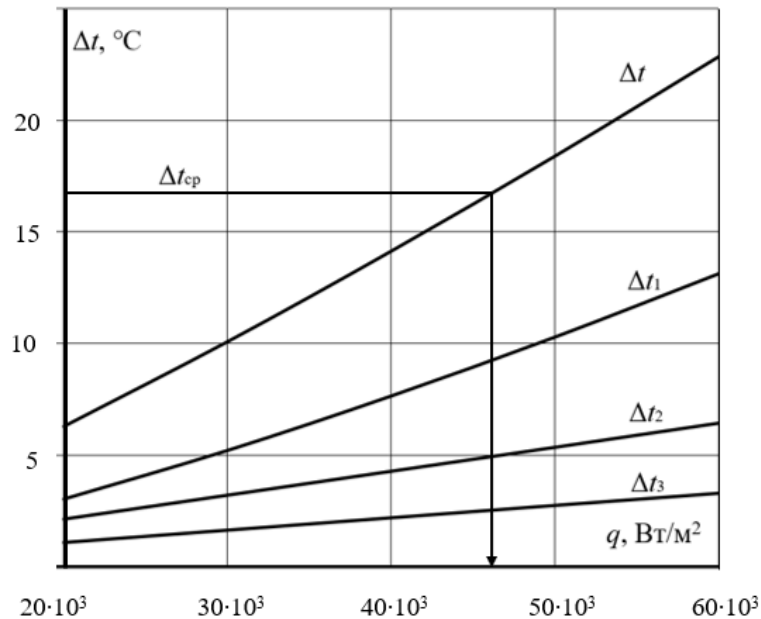
Задаемся удельными тепловыми потоками и заполняем табл. 5.1.

По данным таблицы строим график (рис. 5.2).

Из графика получаем, что удельный тепловой поток при $\Delta t_{\text{ср}} = 16,8$ °С в СП равен $46\,300 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Таблица 5.1

q	$20 \cdot 10^3$	$30 \cdot 10^3$	$40 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$	$60 \cdot 10^3$
Δt_1	3,03	5,21	7,65	10,29	13,13
Δt_2	2,15	3,22	4,29	5,36	6,44
Δt_3	1,09	1,64	2,19	2,74	3,28
Δt	6,27	10,07	14,13	18,39	22,85

Рис. 5.2. Зависимость $\Delta t = f(q)$

Коэффициент теплопередачи для СП

$$k = q/\Delta t_{\text{ср}} = 46\,300/16,8 = 2\,756 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Необходимая поверхность нагрева СП:

$$F_{\text{СП}} = \frac{Q_{\text{СП}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{37\,460 \cdot 10^3}{2\,756 \cdot 16,8} = 809 \text{ м}^2.$$

Длина двойных спиралей $L = \frac{F_{\text{СП}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot N_{\text{Т}}}$, где принятое количество

трубок $N_{\text{Т}} = 6 \cdot 60 = 360$, составит:

$$L = \frac{809}{\pi \cdot 0,032 \cdot 360} = 22,36 \text{ м.}$$

Принимаем, что спираль навита в два яруса по 7 витков в каждом (рис. 5.3).

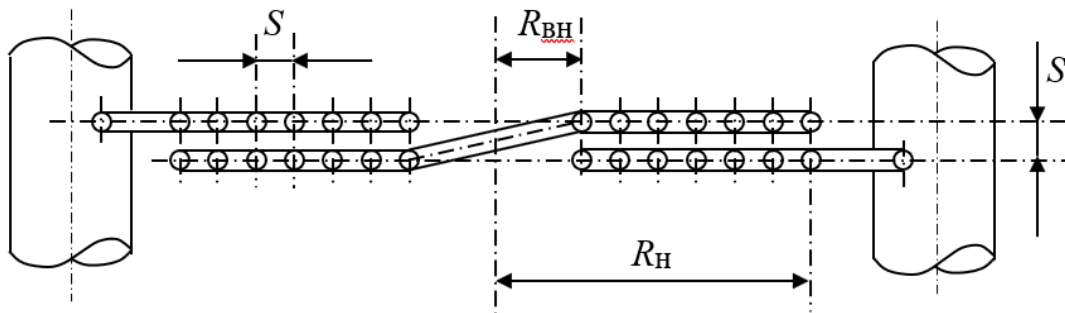


Рис. 5.3. Поперечный разрез по спирали

Таким образом, поверхность нагрева собственно подогревателя состоит из шести секций, каждая из которых имеет один ход воды и состоит из 60 двойных спиралей, т. е. имеет по высоте $60 \cdot 2 = 120$ трубок. Шаг трубок по высоте выбирается равным $S = 36$ мм. Общая высота трубной системы $h_{СП} = 120 \cdot 36 + 40 = 4360$ мм. Спираль навита в два яруса по семь витков в каждом ярусе. Шаг витков принимается также равным $S = 36$ мм.

Определим внутренний радиус витка.

$$\begin{aligned} L &\approx 2\pi \cdot (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7) = \\ &= 2\pi \cdot (R_1 + (R_1 + s) + (R_1 + 2s) + (R_1 + 3s) + (R_1 + 4s) + (R_1 + 5s) + (R_1 + 6s)) \cdot 2 = \\ &= 2\pi \cdot (7R_1 + 21 \cdot 36) \cdot 2 = 22,36 \text{ м.} \end{aligned}$$

Тогда внутренний радиус витка

$$R_{ВН} = \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{L}{4\pi} - 21 \cdot s \right) = \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{22,40}{4\pi} - 21 \cdot 0,036 \right) = 0,147 \text{ м.}$$

Найдем теперь наружный $R_Н$ и средний $R_{ср}$ радиусы:

$$R_Н = R_{ВН} + 6s = 147 + 6 \cdot 36 = 363 \text{ мм;}$$

$$R_{ср} = \frac{R_{ВН} + R_Н}{2} = \frac{147 + 363}{2} = 255 \text{ мм.}$$

Так как отклонение $R_{ср}$ от заданного (260 мм) составляет менее 2 %, коэффициент ε можно не уточнять.

По рис. 5.2. определяем частные температурные напоры:

$$\Delta t_1 = t_H - t_{ct1} = 9,31 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_2 = t_{ct1} - t_{ct2} = 4,88 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_3 = t_{ct2} - t_{ct1} = 2,49 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уточняем:

– температуру стенки: $t_{ct1} = t_H - \Delta t_1 = 281,8 - 9,31 = 272,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

– при этой температуре по табл. 4.1 $b = 4 \sqrt{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} = 335$.

Расхождение с ранее принятым составляет 1,2 % (331), что менее 2 %, поэтому расчет можно не уточнять.

5.4. Тепловой расчет охладителя пара

5.4.1. Температурный напор

Данные для расчета:

– тепловая нагрузка охладителя пара – $Q_{оп} = 6\,360 \text{ кВт}$;

– расход воды через ОП – $G_{оп} = 32,3 \text{ кг/с}$;

– температура воды:

на входе в ОП – $t_{пв}^{сп} = 277 \text{ }^\circ\text{C}$,

за ОП – $t_{пв}^{оп} = 316,3 \text{ }^\circ\text{C}$;

– температура пара:

на входе в ОП $t_{п} = 390 \text{ }^\circ\text{C}$,

на выходе из ОП – $t_{оп} = 302 \text{ }^\circ\text{C}$;

– расход пара – $D_{п} = 23,37 \text{ кг/с}$.

Рассчитаем температурный напор:

– на входе воды в ОП:

$$\Delta t_M = t_{оп} - t_{пв}^{сп} = 302 - 277 = 25 \text{ }^\circ\text{C};$$

– на выходе воды из ОП:

$$\Delta t_6 = t_{п} - t_{пв}^{оп} = 390 - 316,3 = 73,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

– средний логарифмический:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_M)} = \frac{73,7 - 25}{\ln(73,7/25)} = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$$

5.4.2. Теплоотдача от пара к стенке

Данные для расчета:

– средняя температура пара в межтрубном пространстве:

$$t_{\text{п}}^{\text{ср}} = \frac{390 + 302}{2} = 346 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– давление пара в межтрубном пространстве $P_{\text{п}} = 6,6 \text{ МПа}$;

– удельный объем пара $v_{\text{п}} = 0,037366 \text{ м}^3/\text{кг}$;

– критерий Прандтля $Pr = 1,17$;

– коэффициент теплопроводности пара $\lambda = 0,059 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

– динамическая вязкость пара $\mu = 228 \cdot 10^{-7} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$;

– расход воды через ОП $G_{\text{пв}}^{\text{оп}} = 116,2 \text{ т/ч}$ ($32,3 \text{ кг/с}$);

– средняя температура воды в трубках ОП:

$$t_{\text{воп}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{пв}}^{\text{оп}} + t_{\text{пв}}^{\text{сп}}}{2} = \frac{316,3 + 277}{2} = 296,6 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– удельный объем воды при температуре $t_{\text{воп}}^{\text{ср}} = 296,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлении $P'_{\text{пв}} = 31,5 \text{ МПа}$ составит $v_{\text{воп}} = 0,0013180 \text{ м}^3/\text{кг}$. Тогда объемный расход воды через ОП составит $V_{\text{воп}} = v_{\text{воп}} \cdot G_{\text{пв}}^{\text{оп}} = 0,0013180 \cdot 32,3 = 0,0426 \text{ м}^3/\text{с}$.

Принимаем, что трубная система ОП набрана из таких же трубок, как и в СП, а скорость воды в трубках ОП такая же, как в СП, т. е. $w = 1,99 \text{ м/с}$.

Для пропуска всей воды со скоростью $w = 1,99 \text{ м/с}$ потребуется суммарная площадь поперечного сечения $f_{\text{с}} = V_{\text{воп}}/w = 0,0426/1,99 = 0,0214 \text{ м}^2$.

Для этого понадобится $N = \frac{f_{\text{с}}}{f_1} = \frac{0,0214}{3,801 \cdot 10^{-4}} = 56$ параллельных трубок.

Учитывая, что количество трубок должно быть кратным 6, принимаем количество трубок $N_{\text{т}} = 60$. В каждой секции устанавливается по 10 двойных спиралей. Пароохладитель, для увеличения скорости пара, разбиваем горизонтальной перегородкой на две равные части, в которых размещается по 5 двойных трубок (рис. 5.4). В каждой части по $n = 10$ трубок по высоте и по $N_{\text{в}} = 7$ витков по ширине. Шаг трубок по высоте и по ширине одинаков, $S = 36 \text{ мм}$. Расстояние между крайними рядами по оси и ограничительными стенками кожуха принимается 20 мм (рис. 5.4).

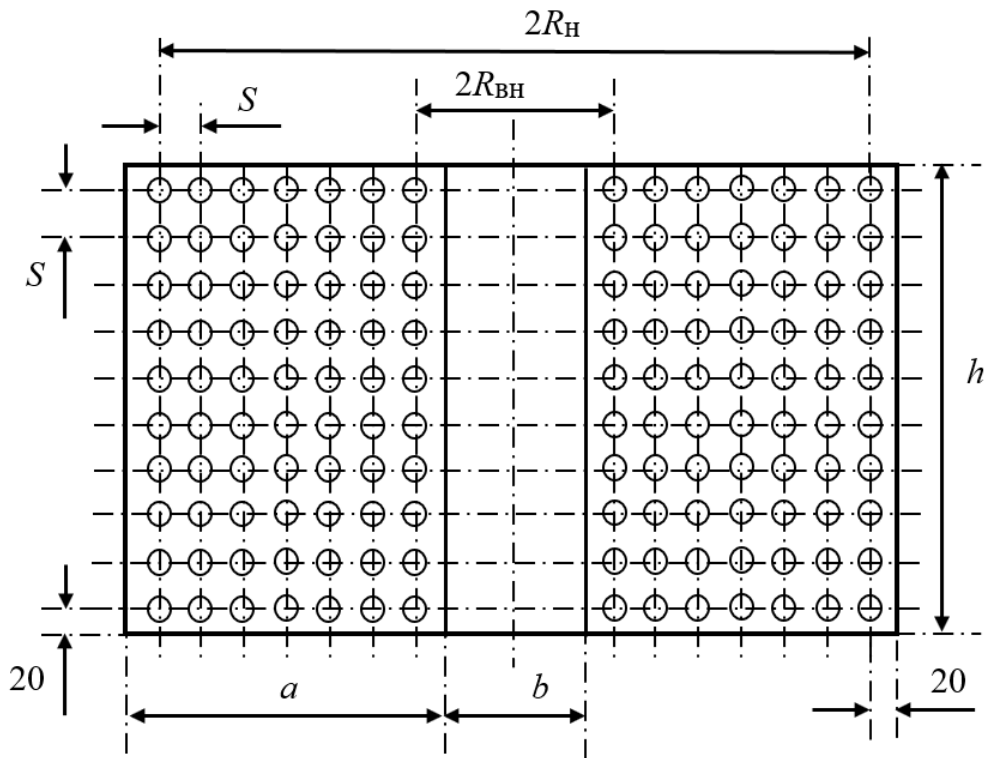


Рис. 5.4. Сечение для прохода пара в пароохладителе

Площадь поверхности нагрева одной спирали (спираль берется таких же размеров, как и в СП)

$$f_{СП} = \pi \cdot d_H \cdot L = \pi \cdot 0,032 \cdot 22,36 = 2,248 \text{ м}^2.$$

Предварительно принятая поверхность теплообмена

$$F_{оп} = N_T \cdot f_{СП} = 60 \cdot 2,248 = 134,9 \text{ м}^2.$$

Уточняем скорость воды в трубках: $w = 1,99 \cdot 56/60 = 1,86 \text{ м/с}$.

Высота одного хода пара

$$h = (2 \cdot n - 1) \cdot S + 2 \cdot 0,02 = (2 \cdot 5 - 1) \cdot 0,036 + 0,040 = 0,364 \text{ м}.$$

Ширина одного хода пара составит:

$$a = (N_B - 1) \cdot 0,036 + 0,040 = 0,256 \text{ м},$$

где N_B – количество витков в спирали, $N_B = 7$.

Площадь живого сечения для прохода пара

$$\begin{aligned} f &= 2 \cdot (a \cdot h - 0,7854 \cdot d_H^2 \cdot n \cdot N_B) = \\ &= 2 \cdot (0,256 \cdot 0,364 - 0,7854 \cdot 0,032^2 \cdot 10 \cdot 7) = 0,0738 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Смоченный периметр сечения одного хода пара

$$u = 4 \cdot (a + h) + 2 \cdot n \cdot N_B \cdot \pi \cdot d_H = \\ = 4 \cdot (0,256 + 0,364) + 2 \cdot 10 \cdot 7 \cdot \pi \cdot 0,032 = 16,55 \text{ м.}$$

Эквивалентный диаметр

$$d_э = 4 \cdot f / u = 4 \cdot 0,0738 / 16,55 = 0,0178 \text{ м.}$$

Скорость пара в межтрубном пространстве

$$w_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot v_{\Pi} / f = 23,37 \cdot 0,037366 / 0,0738 = 11,83 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = w_{\Pi} \cdot \frac{d_э}{\mu \cdot v_{\Pi}} = 11,83 \cdot \frac{0,0178}{228 \cdot 10^{-7} \cdot 0,037366} = 247 \ 200.$$

Поскольку $Re > 10^4$ и $Pr > 0,7$, коэффициент теплоотдачи определяем по формуле (4.14):

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 247200^{0,8} \cdot 1,17^{0,4} = 505.$$

Откуда

$$\alpha_1 = Nu \cdot \lambda / d_э = 505 \cdot 0,059 / 0,0178 = 1 \ 674 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5.4.3. Теплоотдача от стенки к воде

Данные для расчета:

– коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 считаем по упрощенной формуле (4.26):

$$\alpha_2 = \frac{B_0 \cdot (\rho \cdot w)^{0,8}}{d_{\text{ВН}}^{0,2}};$$

– скорость воды в трубках $w = 1,86 \text{ м/с}$;

– удельный объем воды $v_{\text{воп}} = 0,0013180 \text{ м}^3/\text{кг}$;

– плотность воды $\rho = 758,7 \text{ кг}/\text{м}^3$;

– динамическая вязкость воды $\mu_{\text{в}} = 968 \cdot 10^{-7} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$;

– теплопроводность воды $\lambda_B = 0,600 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

– параметры:

$$B_0 = 0,023 \cdot \lambda_B / \mu_B^{0,8} = 0,023 \cdot 0,6 / (968 \cdot 10^{-7})^{0,8} = 22,45;$$

$$\alpha_2 = B_0 \cdot \frac{(\rho \cdot w_B)^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}} = 22,45 \cdot \frac{(758,7 \cdot 1,86)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 15\,937 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом поправки на увеличение теплоотдачи в змеевиках расчетный коэффициент теплоотдачи

$$\varepsilon = 1 + 1,77 \cdot 22/255 = 1,153.$$

$$\alpha_{2p} = 1,153 \cdot 15937 = 18\,400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи от пара к воде

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{\text{ст}} \cdot \lambda_{\text{ст}} + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/1\,674 + 0,005/46,6 + 1/18\,400} = 1\,317 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь поверхности нагрева охладителя пара

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{оп}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{6\,360 \cdot 10^3}{1\,317 \cdot 45} = 107,3 \text{ м}^2.$$

Необходимое количество спиралей

$$N_{\text{оп}} = F_{\text{оп}} / f_{\text{сп}} = 107,3 / 2,248 = 47,7.$$

Округляем до ближайшего целого кратного 6, т. е. $N_{\text{оп}} = 48$. На одну секцию приходится $48/6 = 8$ спиралей, или по 4 двойных спирали между перегородками.

Мы принимали всего $N_{\text{оп}} = 60$ спиралей и по 5 двойных спиралей между перегородками.

Уточняем расчет. Пароохладитель разбиваем горизонтальной перегородкой на две равные части, в которых размещается по 4 двойных трубки.

Уточняем:

– скорость воды в трубках: $w = 1,86 \cdot 56/48 = 2,17 \text{ м}/\text{с}$;

– высоту одного хода пара:

$$h = (2 \cdot n - 1) \cdot S + 2 \cdot 0,02 = (2 \cdot 4 - 1) \cdot 0,036 + 0,040 = 0,292 \text{ м};$$

– площадь живого сечения для прохода пара:

$$f = 2 \cdot (a \cdot h - 0,7854 \cdot n \cdot N_B) = \\ = 2 \cdot (0,256 \cdot 0,292 - 0,7854 \cdot 0,032^2 \cdot 8 \cdot 7) = 0,0594 \text{ м}^2;$$

– смоченный периметр сечения одного хода пара:

$$u = 4 \cdot (a + h) + 2 \cdot n \cdot N_B \cdot \pi \cdot d_H = \\ = 4 \cdot (0,256 + 0,292) + 2 \cdot 8 \cdot 7 \cdot \pi \cdot 0,032 = 13,45 \text{ м};$$

– эквивалентный диаметр:

$$d_э = 4 \cdot f / u = 4 \cdot 0,0594 / 13,45 = 0,00177 \text{ м};$$

– скорость пара в межтрубном пространстве:

$$w_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot v_{\Pi} / f = 23,37 \cdot 0,037366 / 0,0594 = 14,70 \text{ м/с};$$

– критерий Рейнольдса:

$$Re = w_{\Pi} \cdot \frac{d_э}{\mu \cdot v_{\Pi}} = 14,70 \cdot \frac{0,0177}{228 \cdot 10^{-7} \cdot 0,037366} = 305\,407.$$

– критерий Нуссельта:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 305407^{0,8} \cdot 1,17^{0,4} = 598.$$

$$\text{Откуда } \alpha_1 = Nu \cdot \lambda / d_э = 598 \cdot 0,059 / 0,0177 = 1\,994 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

– коэффициент теплоотдачи от стенки к воде:

$$\alpha_2 = \frac{B_0 \cdot (\rho \cdot w)^{0,8}}{d_{\text{ВН}}^{0,2}} = \frac{22,45 \cdot (758,7 \cdot 2,17)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 18\,028 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

– расчетный коэффициент теплоотдачи от стенки к воде:

$$\alpha_{2p} = 1,153 \cdot 18\,028 = 20\,787 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

– коэффициент теплопередачи от пара к воде:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/1994 + 0,005/46,6 + 1/20\,787} = 1\,522 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

площадь поверхности нагрева охладителя пара:

$$F_{оп} = \frac{Q_{оп}}{k \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{6\,360 \cdot 10^3}{1\,522 \cdot 45} = 92,9 \text{ м}^2;$$

– необходимое количество спиралей:

$$N_{оп} = F_{оп} / f_{сп} = 92,9 / 2,248 = 41,3.$$

Округляем до ближайшего целого, кратного 6, т. е. $N_{оп} = 42$. На одну секцию приходится $42/6 = 7$ спиралей. Так как количество спиралей между перегородками принимается одинаковыми, число спиралей увеличиваем до ближайшего четного числа, т. е. до 8. Это же количество и было принято при уточнении расчета. Поверхность теплообмена $F_{оп} = 107,9 \text{ м}^2$ можно не уточнять, так как в первоначальном варианте принималась равной $F_{оп} = 134,9 \text{ м}^2$.

Удельный тепловой поток в охладителе пара:

$$q = Q_{оп} / F_{оп} = (6\,360 \cdot 10^3) / 107 = 59\,439 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Термические сопротивления:

$$R_1 = 1/\alpha_1 = 1/1\,647 = 0,000607 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$R_{ст} = \delta_{ст}/\lambda_{ст} = 0,005/46,6 = 0,0001073 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$R_2 = 1/\alpha_2 = 1/20\,787 = 0,0000481 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}.$$

Определим температуру наружной стенки:

$$\begin{aligned} t_{ст1} &= \frac{t_{пв}^{сп} \cdot R_1 + t'_{п} (R_{ст} + R_2)}{R_1 + R_{ст} + R_2} = \\ &= \frac{277 \cdot 0,000607 + 302 \cdot (0,0001073 + 0,0000481)}{0,000607 + 0,0001073 + 0,0000481} = 282,1 \text{ }^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

где $t_{\text{ПВ}}^{\text{СП}}$ – температура питательной воды на входе в ОП, °С; $t'_{\text{П}}$ – принятая температура пара, на выходе из ОП, °С.

Температура стенки выше, чем температура насыщения (281,8 °С), т. е. даже на выходном участке ОП конденсации пара в ОП не будет.

Если $t_{\text{СТ1}}$ окажется выше $t_{\text{Н}}$, задаемся новым значением температуры пара на выходе из ОП по формуле:

$$t'_{\text{П}} = t_{\text{Н}} + (t_{\text{Н}} - t_{\text{ПВ}}^{\text{СП}}) \frac{R_1}{R_{\text{СТ}} + R_2}.$$

В нашем случае температура стенки выше температуры насыщения, поэтому расчет ОП можно считать законченным.

5.5. Тепловой расчет охладителя дренажа

5.5.1. Тепловая нагрузка и температурный напор

Тепловая нагрузка охладителя дренажа $Q_{\text{ОД}} = 3\,630$ кВт.

Расход питательной воды через ОД составит $G_{\text{ПВ}}^{\text{ОД}} = 131,1$ т/ч (36,4 кг/с).

Расход конденсата греющего пара через ОД равен расходу пара $D_{\text{П}} = 23,37$ кг/с.

Температура питательной воды на входе в ОД равна температуре питательной воды $t_{\text{ПВ}} = 241$ °С.

Энтальпия питательной воды за охладителем дренажа $h_{\text{ПВ}}^{\text{ОД}} = 1\,147,3$ кДж/кг. При давлении воды $P_{\text{ПВ}} = 32,0$ МПа температура питательной воды за ОД составит $t_{\text{ПВ}}^{\text{ОД}} = 263,5$ °С.

Температура конденсата на входе в ОД равна температуре насыщения $t_{\text{Н}} = 281,8$ °С. Температура конденсата на выходе из ОД (температура дренажа) $t_{\text{др}} = 251$ °С.

Средняя температура питательной воды в ОД

$$t_{\text{ПВС}}^{\text{ОД}} = \frac{t_{\text{ПВ}} + t_{\text{ПВ}}^{\text{ОД}}}{2} = \frac{241 + 263,5}{2} = 252,2 \text{ °С.}$$

Удельный объем воды при температуре $t_{\text{ПВС}}^{\text{ОД}} = 252,2$ °С и давлении $P_{\text{ПВ}} = 32,0$ МПа составит $\nu_{\text{ВОД}} = 0,0012124$ м³/кг. Тогда объемный расход воды составит:

$$V_{\text{вод}} = v_{\text{вод}} \cdot G_{\text{ПВ}}^{\text{ОД}} = 0,0012124 \cdot 34,6 = 0,041949 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем, что трубная система ОД набрана из таких же трубок, как и в СП, а скорость воды в трубках ОД такая же, как в СП, т. е. $w = 1,99 \text{ м/с}$.

Для пропуски всей воды со скоростью $w = 1,99 \text{ м/с}$ потребуется суммарная площадь поперечного сечения

$$f_c = V_{\text{вод}}/w = 0,041949/1,99 = 0,0211 \text{ м}^2.$$

Для этого понадобится $N = f_c/f_1 = 0,0211/(3,801 \cdot 10^{-4}) = 56$ параллельных трубок. Учитывая, что количество трубок должно быть кратным 6, принимаем количество трубок $N_T = 60$. В каждой секции устанавливается по 10 двойных спиралей. Кожух ОД, для увеличения скорости конденсата, разбиваем горизонтальной перегородкой на две равные части, в которых размещается по 5 двойных трубок. В каждой части по $n = 10$ трубок по высоте и по $N_B = 7$ витков по ширине. Шаг трубок по высоте и по ширине одинаков, $S = 36 \text{ мм}$. Расстояние между крайними рядами по оси и ограничительными стенками кожуха принимается 20 мм (см. рис. 5.4).

Температурный напор на входе питательной воды в ОД

$$\Delta t_6 = 251 - 241 = 10 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Температурный напор на выходе питательной воды из ОД

$$\Delta t_M = 281,8 - 263,5 = 18,3 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_6/\Delta t_M)} = \frac{18,3 - 10}{\ln(18,3/10)} = 13,7 \text{ }^\circ\text{С}.$$

5.5.2. Теплоотдача от конденсата к стенке

Средняя температура конденсата в межтрубном пространстве

$$t_{\text{ксп}}^{\text{од}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{др}}}{2} = \frac{281,8 + 251}{2} = 266,4 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Давление конденсата принимаем равным давлению греющего пара $P_{\text{п}} = 6,6 \text{ МПа}$.

Для этих условий:

- удельный объем конденсата $v_{\text{кп}} = 0,001290 \text{ м}^3/\text{кг}$;
- плотность конденсата $\rho = 1/v_{\text{кп}} = 1/0,001290 = 775,2 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- критерий Прандтля $\text{Pr} = 0,87$;
- коэффициент теплопроводности конденсата $\lambda = 0,593 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- динамическая вязкость конденсата $\mu = 1011 \cdot 10^{-7} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$.

Высота одного хода конденсата греющего пара

$$h = (2 \cdot n - 1) \cdot S + 2 \cdot 0,02 = (2 \cdot 5 - 1) \cdot 0,036 + 0,040 = 0,364 \text{ м.}$$

Ширина одного хода конденсата греющего пара составит:

$$a = (N_{\text{в}} - 1) \cdot 0,036 + 0,040 = 0,256 \text{ м,}$$

где $N_{\text{в}}$ – количество витков в спирали; $N_{\text{в}} = 7$.

Площадь живого сечения для прохода конденсата греющего пара:

$$\begin{aligned} f &= 2 \cdot (a \cdot h - 0,7854 \cdot d_{\text{н}}^2 \cdot n \cdot N_{\text{в}}) = \\ &= 2 \cdot (0,256 \cdot 0,364 - 0,7854 \cdot 0,032^2 \cdot 10 \cdot 7) = 0,0738 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Смоченный периметр сечения одного хода конденсата греющего пара:

$$\begin{aligned} u &= 4 \cdot (a + h) + 2 \cdot n \cdot N_{\text{в}} \cdot \pi \cdot d_{\text{н}} = \\ &= 4 \cdot (0,256 + 0,364) + 2 \cdot 10 \cdot 7 \cdot \pi \cdot 0,032 = 16,55 \text{ м.} \end{aligned}$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = 4 \cdot f / u = 4 \cdot 0,0738 / 16,55 = 0,0178 \text{ м.}$$

Скорость конденсата греющего пара в межтрубном пространстве

$$w_{\text{кп}} = D_{\text{п}} \cdot v_{\text{кп}} / f = 23,37 \cdot 0,001212 / 0,0738 = 0,384 \text{ м}/\text{с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = w_{\text{п}} \cdot \frac{d_{\text{э}}}{\mu \cdot v_{\text{п}}} = 0,384 \cdot \frac{0,0178}{1011 \cdot 10^{-7} \cdot 0,001290} = 52410.$$

Критерий Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 52410^{0,8} \cdot 0,87^{0,4} = 129,9,$$

откуда $\alpha_1 = \text{Nu} \cdot \lambda / d_{\text{э}} = 129,9 \cdot 0,593 / 0,0178 = 4330 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Характеристики теплопроводности стенки остаются такими же, как в СП и в ОД.

5.5.3. Теплоотдача от стенки к воде

Средняя температура питательной воды в ОД $t_{\text{ПВС}}^{\text{ОД}} = 252,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Удельный объем воды в ОД $v_{\text{ВОД}} = 0,001212 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Плотность питательной воды $\rho = 1/v_{\text{ВОД}} = 1/0,001212 = 824 \text{ кг/м}^3$.

Критерий Прандтля при температуре $t_{\text{ПВС}}^{\text{ОД}} = 252,2 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении $P_{\text{ПВ}} = 32,0 \text{ МПа}$ $Pr = 0,80$.

Коэффициент теплопроводности питательной воды $\lambda = 0,652 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Динамическая вязкость питательной воды $\mu = 1\,152 \cdot 10^{-7} \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$.

Скорость воды в трубках ОД $w = 1,99 \cdot 56/60 = 1,86 \text{ м/с}$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 считаем по упрощенной формуле:

$$\alpha_2 = \frac{B_0 \cdot (\rho \cdot w)^{0,8}}{d_{\text{ВН}}^{0,2}}.$$

Параметры:

$$B_0 = 0,023 \cdot \lambda_{\text{В}} / \mu_{\text{В}}^{0,8} = 0,023 \cdot 0,652 / (1\,152 \cdot 10^{-7})^{0,8} = 21,22;$$

$$\alpha_2 = B_0 \cdot \frac{(\rho \cdot w_{\text{В}})^{0,8}}{d_{\text{ВН}}^{0,2}} = 21,22 \cdot \frac{(824 \cdot 1,86)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 16\,092 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Уточняем расчетный коэффициент теплоотдачи от стенки к воде:

$$\alpha_{2\text{р}} = 1,153 \cdot 16\,092 = 18\,554 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи от конденсата пара к питательной воде

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{\text{СТ}}/\lambda_{\text{СТ}} + 1/\alpha_2} =$$

$$= \frac{1}{1/4\,330 + 0,005/46,6 + 1/18\,554} = 2\,550 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Площадь поверхности нагрева охладителя дренажа

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{од}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3\,630 \cdot 10^3}{2\,550 \cdot 13,7} = 103,9 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности нагрева одной спирали (спираль берется таких же размеров, как и в СП) $f_{\text{СП}} = 2,248 \text{ м}^2$.

Необходимое количество спиралей

$$N_{\text{оп}} = F_{\text{оп}} / f_{\text{СП}} = 103,9 / 2,248 = 46,2.$$

Округляем до ближайшего целого, кратного 6, т. е. $N_{\text{оп}} = 48$. На одну секцию нужно $48/6 = 8$ спиралей, что отличается от ранее принятого (10 спиралей).

Примем $N_{\text{с}} = 8$ спиралей, площадь для прохода конденсата греющего пара разделим перегородкой на две части.

Задаемся поверхностью теплообмена

$$F_{\text{оп}} = N_{\text{Т}} \cdot f_{\text{СП}} = 48 \cdot 2,248 = 107,9 \text{ м}^2.$$

Уточняем скорость воды в трубках $w = 1,86 \cdot 60/48 = 2,32 \text{ м/с}$.

Высота одного хода конденсата греющего пара

$$h = (2 \cdot n - 1) \cdot S + 2 \cdot 0,02 = (2 \cdot 4 - 1) \cdot 0,036 + 0,040 = 0,292 \text{ м}.$$

Ширина одного хода конденсата греющего пара составит

$$a = (N_{\text{В}} - 1) \cdot 0,036 + 0,040 = 0,256 \text{ м},$$

где $N_{\text{В}}$ – количество витков в спирали; $N_{\text{В}} = 7$.

Площадь живого сечения для прохода конденсата греющего пара

$$\begin{aligned} f &= 2 \cdot (a \cdot h - 0,7854 \cdot d_{\text{Н}}^2 \cdot n \cdot N_{\text{В}}) = \\ &= 2 \cdot (0,256 \cdot 0,292 - 0,7854 \cdot 0,032^2 \cdot 8 \cdot 7) = 0,0594 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Смоченный периметр сечения одного хода пара

$$u = 4 \cdot (a + h) + 2 \cdot n \cdot N_{\text{В}} \cdot \pi \cdot d_{\text{Н}} = 4 \cdot (0,256 + 0,292) + 2 \cdot 8 \cdot 7 \cdot \pi \cdot 0,032 = 13,45 \text{ м}.$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = 4 \cdot f / u = 4 \cdot 0,0594 / 13,45 = 0,0177 \text{ м}.$$

Скорость конденсата греющего пара в межтрубном пространстве

$$w_{\text{кп}} = D_{\text{п}} \cdot v_{\text{кп}} / f = 23,37 \cdot 0,001290 / 0,0594 = 0,508 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = w_{\text{п}} \cdot \frac{d_{\text{э}}}{\mu \cdot v_{\text{п}}} = 0,508 \cdot \frac{0,0177}{1\,011 \cdot 10^{-7} \cdot 0,001290} = 68\,940.$$

Критерий Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 68940^{0,8} \cdot 0,87^{0,4} = 161,6,$$

откуда $\alpha_1 = \text{Nu} \cdot \lambda / d_{\text{э}} = 161,6 \cdot 0,593 / 0,0177 = 5\,512 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Уточняем коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 .

Скорость воды в трубках ОД $w = 1,86 \cdot 60 / 48 = 2,32 \text{ м/с.}$

$$\alpha_2 = B_0 \cdot \frac{(\rho \cdot w_{\text{в}})^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}} = 21,22 \cdot \frac{(824 \cdot 2,32)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 19\,200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_{2\text{р}} = 1,153 \cdot 19\,200 = 22\,140 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи от конденсата пара к питательной воде

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/5\,512 + 0,005/46,6 + 1/22\,140} = 2\,965 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь поверхности нагрева охладителя дренажа

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{оп}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3\,630 \cdot 10^3}{2\,965 \cdot 13,7} = 89,4 \text{ м}^2.$$

Необходимое количество спиралей

$$N_{\text{оп}} = F_{\text{оп}} / f_{\text{сп}} = 89,4 / 2,248 = 40.$$

Округляем до ближайшего целого, кратного 6, т. е. $N_{\text{оп}} = 42$. На одну секцию нужно $42/6 = 7$. Так как у нас приняты одинаковые размеры между перегородками принимаем ближайшее большее, кратное двум, т. е. 8. По 8 спиралей в каждом ходе конденсата пара и принималось.

Расчет ОД на этом заканчивается. Площадь поверхности ОД принимается равной $107,9 \text{ м}^2$ (с запасом в 21 %).

Суммарная площадь поверхности нагрева

$$F = F_{\text{оп}} + F_{\text{сп}} + F_{\text{од}} = 108 + 809 + 108 = 1\,025 \text{ м}^2.$$

Из конструктивных и геометрических соотношений (см. рис. 3.2, б), принимая расстояние между трубками соседних спиралей и между спиральями и корпусом $\Delta = 80 \text{ мм}$, найдем внутренний диаметр корпуса

$$D_{\text{к}} = 6R_{\text{н}} + 4\Delta = 6 \cdot 363 + 4 \cdot 80 = 2498 \text{ мм}.$$

Высота одной секции в СП

$$h_{\text{с}} = (n - 1) \cdot S + 40 = (12 - 1) \cdot 0,036 + 40 = 436 \text{ мм}.$$

Таких секций по высоте 10. Тогда высота СП $h_{\text{сп}} = 4\,360 \text{ мм}$.

Высота одной секции в ОП и ОД:

$$h_{\text{с}} = (n - 1) \cdot S + 40 = (8 - 1) \cdot 0,036 + 40 = 292 \text{ мм}.$$

Таких секций по высоте по 2. Тогда высота ОП и ОД $h_{\text{оп}} = h_{\text{од}} = 584 \text{ мм}$.

Сумму расстояний по высоте между ОП и верхней крышкой и между ОД и нижней крышкой и зазоров между ОД и СП и между СП и ОП можно принять равным внутреннему диаметру корпуса $D_{\text{к}}$. Тогда высота корпуса ПВД составит:

$$H_{\text{к}} = h_{\text{оп}} + h_{\text{сп}} + h_{\text{од}} + D_{\text{к}} = 584 + 4360 + 584 + 2\,498 = 8\,026 \text{ мм}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Выпускная квалификационная работа бакалавра по направлению подготовки 13.03.01 теплоэнергетика и теплотехника : методические указания / составители : И. А. Закирова, Ю. В. Абасев, И. Г. Ахметова [и др.]. – Казань : Казанский государственный энергетический университет, 2020. – 43 с.
2. ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам : утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 27 июля 1973 г. № 1843 : взамен ГОСТ 2.107-68, ГОСТ 2.109-68, ГОСТ 5292-60 : дата введения 1974-07-01 / разработан и внесен Государственным комитетом стандартов Совета Министров СССР. – Москва : Стандартинформ, 2007. – 28 с.
3. ГОСТ 2.301-68 ЕСКД. Форматы : утвержден Постановлением Комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР от 28 мая 1986 г. № 751 : взамен ГОСТ 3450-60 : дата введения 1971-01-01. – Москва: Стандартинформ, 2007. – 3 с.
4. Рихтер, Л. А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций : учебное пособие для вузов / Л. А. Рихтер, Д. П. Елизаров, В. М. Лавыгин. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
5. Рихтер, Л. А. Вспомогательные установки, оборудование и трубопроводы тепловых электростанций : конспект лекций по разделам: золоуловители, дымовые трубы и регенеративные подогреватели / Л. А. Рихтер, А. М. Князев. – Москва : Издательство МЭИ, 1972. – 108 с.
6. Гиршфельд, В. Я. Расчет стационарных теплообменников : пособие по курсовому и дипломному проектированию / В. Я. Гиршфельд, А. М. Князев, В. Е. Куликов ; редактор Л. А. Федорович ; Московский энергетический институт. – Москва : Издательство МЭИ, 1974. – 107 с.
7. Грибков, А. М. Тепловой расчет подогревателя высокого давления : методические указания по курсовому проектированию / А. М. Грибков. – Казань : Казанский государственный энергетический университет, 2004. – 44 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Список примерных заданий по курсовому проекту «Тепловой расчет ПВД»

1. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у К-800-240.
2. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у К-800-240.
3. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у К-800-240.
4. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у К-500-240.
5. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у К-500-240.
6. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у К-500-240.
7. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у К-300-240.
8. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у К-300-240.
9. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у К-300-240.
10. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у К-200-130.
11. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у К-200-130.
12. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у К-200-130.
13. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у К-100-130.
14. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у К-100-130.
15. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у К-100-130.
16. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у К-1000-60/1500.
17. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у К-1000-60/1500.
18. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у ПТ-135-130.
19. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у ПТ-135-130.
20. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у ПТ-135-130.
21. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у ПТ-80-130.
22. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у ПТ-80-130.
23. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у ПТ-80-130.
24. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у Т-250-240.
25. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у Т-250-240.
26. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у Т-250-240.
27. Определите поверхность нагрева ПВД №1 т/у Т-100-130.
28. Определите поверхность нагрева ПВД №2 т/у Т-100-130.
29. Определите поверхность нагрева ПВД №3 т/у Т-100-130.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Задание и исходные данные для выполнения курсового проекта	5
2. Требования к содержанию и оформлению курсового проекта	5
2.1. Структура пояснительной записки	5
2.2. Оформление пояснительной записки	6
2.3. Графическая часть	7
3. Конструкция подогревателей высокого давления	8
4. Тепловой расчет подогревателей высокого давления	13
4.1. Общие положения	13
4.2. Коэффициент теплопередачи	15
4.3. Теплоотдача при конденсации пара	15
4.4. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости	19
4.4.1. Движение жидкости внутри каналов (труб)	19
4.4.2. Теплоотдача при внешнем обтекании трубок без изменения агрегатного состояния теплоносителя	21
4.5. Определение коэффициента теплопередачи	22
5. Пример теплового расчета подогревателя высокого давления	25
5.1. Исходные данные	25
5.2. Расчетная схема подогревателя	29
5.3. Тепловой расчет собственно подогревателя	29
5.3.1. Температурный напор	30
5.3.2. Теплоотдача от пара к стенке	32
5.3.3. Теплопроводность через стенку	32
5.3.4. Теплоотдача от стенки к воде	36
5.4. Тепловой расчет охладителя пара	36
5.4.1. Температурный напор	37
5.4.2. Теплоотдача от пара к стенке	39
5.4.3. Теплоотдача от стенки к воде	43
5.5. Тепловой расчет охладителя дренажа	43
5.5.1. Тепловая нагрузка и температурный напор	44
5.5.2. Теплоотдача от конденсата к стенке	46
Библиографический список	50
Приложение А	51

Учебное издание

Грибков Александр Михайлович

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ
ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

Учебно-методическое пособие

Кафедра атомных и тепловых электрических станций КГЭУ

Редактор И. В. Краснова
Компьютерная верстка И. В. Красновой

Подписано в печать 14.12.2021.
Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 3,08. Уч.-изд. л. 1,4.
Заказ № 372/эл.

Редакционно-издательский отдел КГЭУ,
420066, г. Казань, ул. Красносельская, д. 51