

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

ОЛЬШАНСКИЙ А.И.
БЕЛЯКОВ Н.В.

ОСНОВЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

СБОРНИК ЗАДАЧ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением высших учебных заведений
Республики Беларусь по образованию в области энергетики и энергетического
оборудования для неэнергетических специальностей*

ВИТЕБСК
2010

УДК 620.9
ББК 31.19
О 56

Рецензенты:

заведующий кафедрой инженерной физики УО «Витебский государственный университет им. П. М. Машерова», д.т.н., профессор А. С. Ключников;
заведующий кафедрой энергосбережения и возобновляемых энергетических ресурсов УО «Белорусский национальный технический университет» д.т.н., проф. В.Г. Баштовой;

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским Советом УО «ВГТУ», протокол №5 от 7 сентября 2010 года.

О 56 Олышанский, А. И. Основы энергосбережения. Вторичные энергетические ресурсы : сборник задач / А. И. Олышанский, Н. В. Беляков ; УО «ВГТУ». – Витебск, 2010. – 146 с.

ISBN 978-985-481-202-1

В сборнике задач рассмотрены вопросы использования вторичных энергетических ресурсов и теплообменной аппаратуры для утилизации тепловых вторичных энергетических ресурсов. Все задачи снабжены подробными примерами решений и необходимым справочным материалом. Сборник предназначен для студентов технических специальностей. Может использоваться при выполнении контрольных работ студентами заочной формы обучения, а также для проведения практических занятий по дисциплине «Основы энергосбережения».

УДК 620.9
ББК 31.19

ISBN 978-985-481-202-1

© А.И. Олышанский, Н.В. Беляков, 2010
© УО «ВГТУ», 2010

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	4
1 Вторичные энергетические ресурсы	5
1.1 Вторичные энергетические ресурсы в промышленности.....	5
1.2 Вторичные энергетические ресурсы на предприятиях текстиль- ной промышленности.....	7
1.3 Определение выхода ВЭР и экономия топлива за счет их исполь- зования.....	13
1.4 Экономическая эффективность использования вторичных энер- гетических ресурсов.....	15
1.5 Примеры расчета экономической эффективности от использова- ния ВЭР в текстильной и легкой промышленности.....	19
1.6 Контрольные вопросы.....	30
2 Теплообменные аппараты для утилизации вторичных энергоре- сурсов	30
2.1 Общие положения.....	30
2.2 Теплообменные аппараты для утилизации высокотемператур- ных ВЭР.....	38
2.3 Теплообменные аппараты для утилизации низкопотенциальных вторичных энергоресурсов.....	41
2.4 Контрольные вопросы.....	51
3. Контрольные задачи и вопросы	52
3.1 Контрольные задачи.....	52
3.2 Таблицы исходных данных к решению контрольных задач.....	73
3.3 Контрольные вопросы по курсу.....	86
4 Методические указания к решению контрольных задач	88
Приложение	134
Список использованных источников	145

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий сборник задач предназначается для студентов технических специальностей высших учебных заведений заочной формы обучения. В главах 1 и 2 приводятся теоретические сведения по классификации и использованию вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), способам утилизации тепловых ВЭР, вопросам экономической эффективности их применения. В главах 3 и 4 приводятся контрольные задачи, контрольные вопросы по курсу, а также методические указания к решению контрольных задач. В каждой задаче даются краткие теоретические сведения, расчетные формулы и необходимые схемы утилизационных установок. В приложении приведены все таблицы и справочный материал, необходимый для решения задач.

Контрольные задачи составлены по стовариантной системе, в которой по каждой задаче исходные данные выбираются из соответствующих таблиц по последней и предпоследней цифрам зачетной книжки студента. Вариант работы должен соответствовать номеру и шифру студента. Работы, выполненные не по своему варианту, не рассматриваются. При выполнении контрольных задач необходимо соблюдать следующие условия: а) записывать полностью условия задачи и исходные данные; б) решение задач сопровождать пояснительным текстом, в котором указывается, какая величина определяется и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу и откуда они берутся (из условия задачи, из справочных таблиц или были определены ранее в задаче); в) решение проводить в системе СИ. После решения задач необходимо дать краткий анализ полученных результатов и сделать выводы; г) привести список использованной литературы; д) контрольную работу выполнять в отдельной тетради и оставлять чистые поля для замечаний рецензента; е) исправления по замечаниям записываются на чистых листах в той же тетради.

Решение задач требует использования обычных зависимостей и формул, широко применяемых в инженерной практике курса «Теплотехника». Некоторые задачи могут быть использованы для выполнения курсовых работ по курсу «Основы энергосбережения».

При самостоятельной работе над учебниками студентам-заочникам прежде, чем приступить к решению задач, следует особое внимание уделить вопросам, связанными с теми разделами курса, которые относятся к данным конкретным задачам контрольного задания. Особое внимание необходимо уделять размерностям физических величин и размерностям, которые имеют используемые формулы после подстановки численных значений всех физических параметров.

Настоящий сборник задач может также быть использован для проведения практических и теоретических занятий студентов дневной формы обучения.

1 ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

1.1 Вторичные энергетические ресурсы в промышленности

Важнейшей проблемой, поставленной на уровень государственной политики является проблема энергосбережения. Главные направления и важнейшие мероприятия по сбережению топлива, энергии и теплоты и развитию топливно-энергетического комплекса Республики Беларусь отражены в Государственной программе "Энергосбережение".

В энергетических балансах предприятий, особенно энергоемких отраслей, значительное место занимают вторичные энергетические ресурсы.

Экономия топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) может быть реализована в двух направлениях. Во-первых, за счет усовершенствования технологических процессов и аппаратов (новых энергосберегающих технологий), благодаря чему достигается повышение КПД и снижается расход топлива и энергии. Во-вторых, посредством утилизации ВЭР, которые неизбежно возникают в больших объемах, особенно в энергоемких производствах, и за счет которых можно получить 30–35 % сбережения ТЭР.

Под вторичными энергоресурсами понимают энергетический потенциал отходов продукции, побочных и промежуточных продуктов, образующихся в теплотехнологических агрегатах (установках), который может быть частично или полностью использован для энергоснабжения других агрегатов или в самом аппарате.

Энергетические отходы, которые возвращаются обратно на вход в технологический агрегат, называются ВЭР внутреннего использования, а ВЭР, утилизируемые в других установках, – внешнего использования. Сам технологический агрегат, который является источником энергетических отходов, называется источником ВЭР.

Все ВЭР подразделяют на три основные группы.

Горючие (топливные) ВЭР – химическая энергия отходов от огнетехнического оборудования. Это горючие газы плавильных печей, вагранок и т.д., горючие отходы процессов химической и нефтехимической промышленности, горючие отходы черной и цветной металлургии, газовой промышленности. Источником горючих ВЭР являются также лесная и деревообрабатывающая промышленность.

Тепловые ВЭР – физическая теплота отходящих дымовых газов и тепловых отходов от теплотехнологических аппаратов в виде теплоты горячей воды, пара, паровоздушной смеси, тепла конденсата пара и т.д.

ВЭР избыточного давления – энергия газов, жидкостей, пара, покидающих агрегаты с избыточным давлением ($P > P_{ат}$), которое необходимо снижать при выбросе в атмосферу. Все виды ВЭР в зависимости от их свойств могут использоваться потребителем в виде топлива или для выработки теплоты, холода, электроэнергии и механической работы посредством специализированных утилизационных установок.

На каждом этапе технического развития существуют экономические пределы повышения КПД энергоиспользования. Но практика использования ВЭР в различных отраслях промышленности, особенно в энергоемких производствах, показывает, что резервы повышения коэффициента полезного использования (КПИ) очень велики. Современный уровень развития производства и техники позволяет свести потери энергии до 10 – 15 % от расхода первичных ТЭР. Только применение новейших энергосберегающих технологий позволит дополнительно уменьшить расход энергоресурсов в 2 – 4 раза.

Особенно значительны энергетические потери в доменном производстве, на машиностроительных предприятиях, нефтеперерабатывающих заводах, в производстве строительных материалов, в химической промышленности. В данных отраслях промышленности КПИ не превышает 10-20 %, а потенциал энергосбережения даже без внедрения новейших технологий, а только за счет использования ВЭР, очень велик и может составлять 35 – 40 % от расхода первичных ТЭР.

Применительно к ВЭР используются следующие понятия и термины:

- Общие энергетические отходы – это энергетический потенциал всех материальных потоков на выходе из теплотехнологического агрегата (аппарата) и все потери энергии в агрегате.

Общие энергетические отходы подразделяются на три потока:

- 1) неизбежные потери энергии в технологическом аппарате;
- 2) энергетические отходы внутреннего использования, которые возвращаются обратно в агрегат за счет регенерации или рециркуляции;
- 3) энергетические отходы внешнего использования, которые используются в других агрегатах.

- Полный выход ВЭР – масса вторичных энергоресурсов, которые образуются в данной установке за определенный период времени.

- Возможный выход ВЭР – возможное (максимальное) количество энергии, которое экономически целесообразно можно использовать в утилизационных установках.

- Коэффициент использования (выработки) энергии за счет ВЭР – отношение фактического использования энергии, полученной за счет ВЭР, к планируемой выработке.

- Резерв утилизации ВЭР – количество энергии, которое может быть дополнительно вовлечено в производство.

- Возможная экономия топлива за счет ВЭР – количество энергии, которое было бы получено при полном использовании всего выхода ВЭР.

- Коэффициент утилизации ВЭР – отношение фактической экономии топлива за счет ВЭР к возможной. Определяется как для одного агрегата-источника ВЭР, так и группы агрегатов, так и суммарно для всех видов ВЭР.

Для характеристики состояния использования ВЭР, пригодных для непосредственного использования без преобразования энергоносителей, применяют следующие показатели: выход ВЭР; фактическое использование ВЭР; резерв утилизации ВЭР; экономия топлива за счет ВЭР; коэффициент утилизации ВЭР.

1.2 Вторичные энергетические ресурсы на предприятиях текстильной промышленности

Для теплоиспользующих установок текстильной промышленности главными являются тепловые ВЭР. Тепловые ВЭР – это тепловые отходы, представляющие собой энтальпию основной, побочной, промежуточной продукции, отходов производства, рабочих тел систем охлаждения технологических агрегатов, теплоносителей, отработавших в технологических установках, тепла отходящих газов от огнетехнических аппаратов, тепла горячей воды и вторичного пара и др., которые могут использоваться для теплоснабжения других потребителей.

К основным видам тепловых ВЭР текстильной промышленности относятся теплота сбросных растворов от красильных и промывных аппаратов, теплота паровоздушной смеси от сушильных, запарных установок, теплота конденсата «глухого» пара от установок, использующих водяной пар как теплоноситель, отходящие топочные газы от котельных агрегатов и опальных машин, физическая теплота различных материалов, выходящих из теплоиспользующих машин.

Общие энергетические отходы – это энергетический потенциал всех материальных потоков на выходе из технологического агрегата и все потери энергии в агрегате. Количественно общие энергетические отходы равны разности между энергией, поступающей в технологический аппарат, и полезно используемой энергией. Общие энергетические отходы делятся на три потока: неизбежные потери энергии в технологическом агрегате (потери в окружающую среду), энергетические отходы внутреннего использования, т.е. те отходы, которые возвращаются обратно в технологический агрегат за счет регенерации или рециркуляции, энергетические отходы внешнего использования.

Степень утилизации ВЭР зависит от величины, структуры и режима энергопотребления предприятия, а также от вида параметров и количества образующихся ВЭР. Для расчета выхода тепловых ВЭР необходимо знать характеристики оборудования – источников тепловых ВЭР, к которым относятся в текстильной промышленности разные виды теплоиспользующего оборудования. При анализе видов ВЭР, расчете возможного выхода ВЭР и путей применения их особое внимание следует обращать не только на их выход, но и показатели качества ВЭР. Под показателями качества ВЭР понимают совокупность свойств, определяющих технико-экономическую целесообразность наиболее полного использования данного вида ВЭР. К основным показателям качества ВЭР относятся: температурный уровень ВЭР, достижимый коэффициент теплоотдачи, плотность, вязкость, химическая активность, наличие примесей, загряз-

няющих поверхность теплообмена, рабочее давление и ряд других показателей. Необходимые данные для расчета выхода тепловых ВЭР в текстильной промышленности получают на основе технических паспортов оборудования, а также по результатам балансовых и наладочных испытаний установок - источников ВЭР.

Относительное максимально возможное количество тепловой энергии, передаваемое от одного агрегата к другому, определяется уравнением

$$q = \frac{t_{\text{ex}} - t_{\text{блх}}}{t_{\text{ex}} - t_0}, \quad (1.1)$$

где $t_{\text{ex}}, t_{\text{блх}}$ – температура ВЭР на входе и выходе утилизационной установки, °С, t_0 – температура окружающей среды.

Коэффициент утилизации тепловых ВЭР представляется выражением

$$h_{\text{ym}} = \left[1 - \frac{t_{\text{блх}} - t_0}{t_{\text{ex}} - t_0} \right]. \quad (1.2)$$

На основании формулы (1.1) можно записать выражение для определения теплоты, используемой в утилизационной установке:

$$Q = Q_{\text{блх}} \left[1 - \frac{t_{\text{блх}} - t_0}{t_{\text{ex}} - t_0} \right], \quad (1.3)$$

где $Q_{\text{блх}}$ – количество теплоты, которым обладают ВЭР на входе в утилизационный аппарат, (кДж/ч); Q – количество теплоты, которую можно утилизировать.

Возможная выработка тепловых ВЭР в утилизационной установке определяется по формуле (1.1), а коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизационной установки и технологического оборудования можно определить по уравнению

$$b = \frac{t_{\text{ym.уст.}} \cdot G_{\text{исп.}}^{\text{ВЭР}}}{(t_{\text{тех.уст.}} \cdot G_{\text{исп.}}^{\text{ВЭР}})}, \quad (1.4)$$

где $t_{\text{ут.уст.}}, t_{\text{тех.уст.}}$ – продолжительность работы утилизационной установки и технологического оборудования, (ч), $G_{\text{исп.}}^{\text{ВЭР}}$ – количество ВЭР, используемых в утилизационной установке (кг/ч).

Коэффициент несоответствия режима работы утилизационного оборудования β выбирается по справочным данным в зависимости от типа и технологического цикла работы теплотехнологического оборудования.

При планировании использования тепловых ВЭР и определении возможного выхода ВЭР необходимо:

- изучить и проанализировать технологию производства и работу оборудования в технологическом цикле;
- выделить основные технологические процессы, связанные с выделением ВЭР;
- составить материальные и тепловые балансы агрегатов - источников ВЭР; определить направления использования ВЭР и выбрать тип утилизационного оборудования;
- рассчитать возможный выход ВЭР по каждому технологическому оборудованию, экономический эффект от утилизации ВЭР и срок окупаемости капиталовложений от энергосберегающих мероприятий.

К основным видам тепловых ВЭР текстильной промышленности относятся теплота конденсата глухого пара, теплота паровоздушной смеси, теплота сбросных растворов.

1. Конденсат глухого пара как вид ВЭР получается при работе машин для обработки материала в жидкости, сушильных машин, машин для влажно-тепловой обработки материала.

Конденсат глухого пара, выходящий из рекуперативных теплообменников теплоиспользующих установок при нормальной работе конденсатоотводчиков, как правило, имеет давление 0,3–0,8 МПа и массовую долю пролетного пара 0,03–0,05, следовательно, энтальпия конденсата может составлять 600–800 кДж/кг.

При этом уровень температуры конденсата составляет 120–160 °С, а коэффициент теплоотдачи достигает значений порядка 5000–10000 Вт/м²·град.

Высокая плотность, сравнительно низкая вязкость, отсутствие загрязняющих примесей, незначительная химическая активность позволяют использовать для утилизации тепла конденсата обычные рекуперативные теплообменные аппараты и трубопроводы из дешевых конструкционных сталей.

Совокупность всех этих показателей дает возможность утилизировать теплоту конденсата, используя простые теплообменники с небольшой поверхностью теплообмена, а следовательно, и при минимальных капитальных и эксплуатационных затратах. Такой высокий энергетический потенциал конденсата при использовании его в утилизационных установках позволяет экономить расход первичного греющего пара на 10–25 %.

На текстильных предприятиях теплоту конденсата пара применяют для нагрева технологической воды. При этом охлаждение конденсата производится до температуры не ниже 70–80 °С, после чего конденсат возвращают на ТЭЦ или в котельную для использования его в качестве питательной воды котлоагрегатов. Переохлаждение конденсата ниже 70 °С недопустимо, так как приводит к повышению растворимости в нем различных газов и вызывает коррозию поверхностей трубопроводов и теплообменников. Возврат конденсата с температурой 120–160 °С, а тем более с наличием пролетного пара, приводит к увеличению расхода греющего пара для теплоснабжения установок, обработки питательной воды для котлов, увеличению потерь тепла при транспортировке конденсата,

вызывает ухудшение гидравлического режима работы насосов и конденсатоотводчиков. Поэтому ТЭЦ и котельные конденсат повышенных параметров не принимают. При загрязнении конденсата в машинах с разогревом жидкостей и растворов глухим паром в красильных аппаратах охлаждение конденсата при утилизации производится до температуры 35–40 °С и затем сбрасывается в канализацию.

Различают открытую и закрытую схемы сбора конденсата. По открытой схеме конденсат от теплоиспользующих установок поступает в конденсатосборный бак, сообщающийся с атмосферой. При снижении давления конденсата образуется пар вторичного вскипания, с которым бесполезно теряется тепло в атмосферу. Прямой контакт воздуха с конденсатом приводит к развитию коррозии теплообменников и трубопроводов.

По закрытой схеме сбора конденсата конденсатосборный бак не сообщается с атмосферой. Используются схемы с предварительным охлаждением конденсата в рекуператоре-утилизаторе и с конденсатором пара вторичного вскипания. С точки зрения простоты изготовления и обслуживания и более полной утилизации тепла предпочтительнее схема с предварительным охлаждением конденсата.

Для схемы с конденсатором пара вторичного вскипания характерно снижение интенсивности теплообмена.

Теплота конденсата пара, как правило, используется для нагрева воды, используемой на технологические нужды или для горячего водоснабжения. При этом в теплоутилизационной схеме применяются секционные или кожухотрубчатые теплообменники. Конденсат как более чистый теплоноситель подается в межтрубное пространство, а нагреваемая вода – в полости труб трубного пучка.

2. Одним из наиболее крупных потребителей тепла в текстильной промышленности является отделочное производство. Горячие сбросные растворы являются видом тепловых ВЭР от машин для обработки материала в жидкости. Так, например, для получения 1 кг ткани затрачивается от 5 до 10 кг пара и от 50 до 200 л горячей воды. Около 80 % подведенной теплоты теряется с отработанной сбросной водой. Низкотемпературная сбросная вода с температурой порядка 50–90 °С является характерным для текстильных предприятий видом тепловых ВЭР. Такая вода не может использоваться в технологическом процессе и непригодна по энергетическим параметрам, высокой химической активностью и загрязненностью для систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции. Несмотря на невысокий температурный напор сбросных растворов коэффициенты теплоотдачи имеют порядок 2000–4000 Вт/м² град, что позволяет использовать теплоту сбросных растворов для подогрева технологической воды с помощью небольших по поверхности теплообмена теплообменников-утилизаторов.

К наиболее сложным вопросам использования тепловых ВЭР сбросных растворов относится выбор конструкции теплообменников, работающих в условиях значительного содержания химически активных веществ (крашение, беление, промывка), значительной загрязненности остатками нитей, волокон, пуха, очесами и др. примесями, которые снижают эффективность работы тепло-

обменников. Наличие механических примесей, агрессивная среда и низкий температурный потенциал сбросных растворов предъявляет высокие требования к теплообменной аппаратуре. Конструктивные элементы теплообменной аппаратуры должны выполняться из коррозионно-стойких материалов, стойкими к воздействию кислот и щелочей, с высокими коэффициентами теплопроводности. Теплообменники должны быть легкоразборными, удобными для чистки с наличием сменных фильтров для очистки механических примесей.

Наилучшими свойствами обладают пластинчатые теплообменники. Они просты в изготовлении, легко и быстро монтируются, компактны с небольшим расходом металла, имеют высокий коэффициент теплопередачи, незначительное гидравлическое сопротивление.

В текстильном производстве наибольшее применение получили именно такие конструкции теплообменников, которые позволяют быстро и с минимальными затратами осуществлять сборку и разборку аппаратов при очистке поверхностей от загрязнений. Из конструкций пластинчатых теплообменников широкое применение получили спиральные и пакетно-разборные, которые почти в два раза компактнее обычных кожухотрубчатых теплообменников.

Выбор типа теплообменника для утилизации тепла сбросных растворов определяется технологическим процессом. Например, для красильных цехов и отделке синтетических тканей рекомендуется использовать пластинчатые теплообменники в производствах; где окрашивается натуральное или штапельное волокно лучше применять трубчатые теплообменники. В трубчатых теплообменниках загрязненная вода движется по гладким трубам в горизонтальном направлении, что затрудняет осаждение твердых частиц. Очистка трубчатых теплообменников проще, чем пластинчатых.

Так как сброс растворов из машин для обработки материала в жидкости (автоклавов) осуществляется периодически, имеет залповый характер, то в системе утилизации данного вида тепловых ВЭР необходимо предусматривать наличие бака-аккумулятора, служащего баком-накопителем раствора, обеспечивающим постоянство расхода раствора через теплообменник-утилизатор. Теплообменные аппараты смешивающего типа в таких схемах утилизации тепла ВЭР не применяются, так как прямой контакт нагреваемого теплоносителя со сбросным раствором недопустим.

3. Источником отработавшей паровоздушной смеси являются сушильные машины и машины для влажно-тепловой обработки материала. Удельный вес теплотребования на процессы сушки в текстильной промышленности достигает 30 %, при этом количество тепла, выбрасываемого из сушильного оборудования с паровоздушной смесью, составляет 50 – 70 % от подведенного тепла. Поэтому утилизация теплоты отработанной паровоздушной смеси играет важную роль в экономии топливно-энергетических ресурсов в текстильной промышленности. Паровоздушная смесь, как вид тепловых ВЭР, по показателям качества существенно уступает конденсату пара. Для отработавшего воздуха сушильных машин характерны сравнительно высокая температура 90–150°C, низкий коэффициент теплоотдачи 20–40 Вт/м²·град, низкая плотность, наличие примесей, загрязняющих поверхности теплообмена, малые удельные плотности

тепловых потоков. Совокупность этих показателей требует использования для утилизации тепла паровоздушной смеси громоздких теплообменников, применения сменных фильтров, создания специальной вентиляционной системы для концентрации тепловых потоков. Особенностью использования теплоты паровоздушной смеси является то, что при ее охлаждении ниже точки росы начинается конденсация, а это приводит к коррозии теплообменников. Перечисленные причины затрудняют использование теплоты паровоздушной смеси. Однако в настоящее время утилизация данного вида тепловых ВЭР необходима, так как выход ВЭР этого вида соизмерим с суммарным выходом всех других видов вторичных энергоресурсов текстильной промышленности.

Теплоту отработавшей паровоздушной смеси можно использовать как для подогрева свежего воздуха, поступающего на вход в сушильную машину, так и для подогрева технологической воды, или воздуха для нужд вентиляции. С точки зрения увеличения коэффициента утилизации ВЭР, экономической эффективности использования капиталовложений и компактности теплообменной аппаратуры вариант подогрева воды паровоздушной смесью предпочтительнее, так как комбинация теплоносителей паровоздушная смесь – вода имеет коэффициент теплопередачи примерно в 2–3 раза выше, чем при комбинации теплоносителей паровоздушная смесь – воздух. При этом, чем больше массовая доля пара в смеси, тем выше коэффициент теплоотдачи от нее к поверхности теплообменника, и тем выше экономическая целесообразность использовать в качестве нагреваемого теплоносителя воду. Кроме того, при такой комбинации теплоносителей возможно применение в схемах утилизации ВЭР смесительных теплообменников, которые отличаются простотой изготовления и компактностью. Данное утверждение является справедливым для комбинации теплоносителей дымовые газы – вода.

Однако практическое использование теплоты отработавшей паровоздушной смеси для подогрева воды не всегда оказывается возможным. Горячая вода в таком количестве, в котором она может быть получена, оказывается не нужна. Поэтому варианты использования тепла паровоздушной смеси решают не только на основе экономической целесообразности, но и исходя из практических нужд конкретного предприятия. При применении рекуператоров для утилизации ВЭР паровоздушной смеси поверхность теплообмена со стороны смеси обязательно оребряется для увеличения поверхности теплообмена. В качестве теплообменников паровоздушная смесь – вода широко используются калориферы КФС, КФБ, STD и др. При этом более предпочтительно применение калориферов с пластинчатыми ребрами, которые легко поддаются очистке. Широкое применение для подогрева воды паровоздушной смесью получили барботажные смесительные аппараты, в которых смесь барботируется сквозь слой нагреваемой воды. В нагреваемую воду попадают примеси, содержащиеся в паровоздушной смеси. Для получения горячей воды, удовлетворяющей санитарным нормам, применяют схемы утилизации с промежуточным теплоносителем. В этом случае схема утилизации выглядит так: барботируемая смесь – промежуточная горячая вода; промежуточная горячая вода – горячая вода. Схема утилизации ВЭР будет иметь дополнительный смесительный аппарат.

В случае использования теплоты отработавшей паровоздушной смеси для нагрева воздуха широко используются регенеративные теплообменные аппараты, а также пластинчатые теплообменники, которые имеют, по сравнению с рекуператорами других типов, наибольшую в единице объема поверхность теплообмена.

Для изготовления поверхности теплообмена пластинчатого рекуператора используются листы из конструкционной стали с коррозиестойким покрытием, используются алюминий, стекла, полимерные пленки и др. материалы. Поверхности теплообмена выполняются плоскими или гофрированными.

Наибольшей тепловой эффективностью при утилизации ВЭР теплоты паровоздушной смеси обладают вращающиеся регенеративные теплообменники и простые, дешевые контактные теплообменники, в которых процессы тепломассообмена протекают при соприкосновении двух теплоносителей. Однако необходимо отметить, что перспективным направлением в экономии топливно-энергетических ресурсов в сушильных установках является не утилизация ВЭР паровоздушной смеси в различных установках, а сокращение потерь тепла за счет применения рециркуляции или многократного использования сушильного агента с осушкой его в специальных аппаратах.

1.3 Определение выхода ВЭР и экономия топлива за счет их использования

Под выходом ВЭР понимают количество вторичных энергоресурсов, которые образуются в агрегате-источнике ВЭР.

Удельный выход ВЭР рассчитывается или в единицу времени (ч) работы агрегата или на единицу продукции. Удельный выход для горючих ВЭР определяется формулой

$$q_{уд}^e = G_{вых} \cdot Q_n^p, (Дж / ч). \quad (1.5)$$

Для тепловых ВЭР

$$q_{уд}^T = G_{вых} \cdot C(t_1 - t_0), (кДж / ч). \quad (1.6)$$

Для ВЭР избыточного давления

$$q_{уд}^P = G_{вых} \cdot l, (кДж / ч). \quad (1.7)$$

Здесь $G_{вых}$ – часовое количество энергоносителя в виде твердых, жидких или газообразных продуктов (кг/ч) или (м³/ч); C – теплоемкость энергоносителя (кДж/кг град. или кДж/м³ гр); l – работа изоэнтропного расширения (кДж/кг); t_1 и t_0 – температура энергоносителя на входе в теплообменник-утилизатор и температура окружающей среды.

Общий объем выхода ВЭР

$$Q_{вых} = q_T \cdot t \cdot M, (ГДж), \quad (1.8)$$

где M – выход энергоносителя за рассматриваемый период (месяц, год), (кг/ед.вр.) τ – число часов работы установки-источника ВЭР; q_T – удельный выход ВЭР, (кДж/кг).

Обычно определяют годовой выход ВЭР. Однако только часть энергии из общего выхода может быть полезно использована.

Для оценки реального потенциала ВЭР, возможного к использованию, рассчитывается возможная выработка энергии за счет ВЭР. Различают возможную, планируемую, экономически целесообразную и фактическую выработку ВЭР.

Возможная выработка ВЭР – это максимальное количество теплоты, электроэнергии или механической работы, которое можно получить практически за счет данного вида ВЭР, с учетом режимов работы агрегата-источника ВЭР и утилизационной установки. Фактическая выработка – действительно полученная энергия за отчетный период. Коэффициент выработки или использования за счет ВЭР – это отношение фактической ВЭР к возможной выработке:

$$s = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\text{воз}}} \quad (1.9)$$

Использование ВЭР ставит конечной задачей достижение экономии первичного топлива и сокращение затрат на приобретение топлива.

При использовании тепловых ВЭР экономия топлива определяется

$$\Delta B = \frac{0,0342}{h_{\text{зам}}} \cdot Q_{\text{воз}} \cdot s = \frac{0,0342}{h_{\text{зам}}} \cdot Q_{\phi}; (\text{т.у.т.}) \quad (1.10)$$

где 0,0342 – коэффициент эквивалентного перевода 1 ГДж в т.у.т.; Q_{ϕ} – фактическое использование тепловых ВЭР (ГДж/год); $\eta_{\text{зам}}$ – КПД замещаемой энергетической установки, с показателями которой сравнивается эффективность работы утилизационной установки теплоэнергетического агрегата-источника ВЭР. Как правило, в качестве замещаемой установки рассматривается промышленная котельная или ТЭЦ.

Коэффициент использования выработки σ зависит от несовпадения режимов работы утилизационной установки и теплоэнергетического агрегата - источников ВЭР, которые определяются потребителем теплоты.

При использовании тепловых ВЭР предприятиями, которые снабжаются теплом централизованно от ТЭЦ экономия топлива за счет ВЭР определяется с учетом увеличения расхода топлива на ТЭЦ

$$\Delta B = Q_{\phi} \left[\frac{0,0342}{h_{\text{ТЭЦ}}} - \varepsilon_{\text{уд}} (B_K - B_T) \cdot 10^{-6} \right], \quad (1.11)$$

где $\eta_{\text{ТЭЦ}}$ – КПД котельной ТЭЦ, $\varepsilon_{\text{уд}}$ – удельная выработка электроэнергии на ТЭЦ (кВт.ч/ГДж); B_K – удельный расход топлива на выработку электроэнергии

по теплофикационному циклу, грамм условного топлива на 1 кВт/ч; B_T – удельный расход топлива на выработку электроэнергии на замещаемой ТЭЦ, грамм условного топлива на 1 кВт/ч.

При использовании горючих ВЭР экономия топлива определяется по формуле

$$B = 0,0342 \cdot Q_{\phi}^r \frac{h_1}{h_2}, m.y.m., \quad (1.12)$$

где Q_{ϕ}^r – фактические горючие ВЭР (ГДж/год), η_1, η_2 – КПД топливоиспользующего агрегата при работе на горючих ВЭР и КПД того же агрегата при работе на первичном топливе.

Отношение η_1/η_2 – зависит от физических свойств горючих ВЭР. Для высококалорийных горючих ВЭР это отношение равно единице.

1.4 Экономическая эффективность использования вторичных энергетических ресурсов

Направление использования ВЭР зависит от величины, структуры и режима энергопотребления предприятия, а также от вида, параметров и количества образующихся ВЭР. В каждом конкретном случае направление использования ВЭР производится на основе разработки оптимального топливно-энергетического баланса предприятия с учетом достижения максимальной экономической эффективности при минимальных капитальных затратах на утилизацию ВЭР.

Необходимые данные для расчета выхода ВЭР, образуемых при работе теплоэнергетических агрегатов, получают на основе технических паспортов оборудования или по результатам балансовых и наладочных испытаний установок-источников ВЭР. Выход ВЭР от установок зависит также от ряда факторов технологического характера, поэтому график выхода ВЭР очень часто может иметь значительную неравномерность.

В расчетах обычно используют возможную выработку ВЭР в утилизационной установке для установившегося технологического режима.

Возможная выработка ВЭР в утилизационной установке определяется по формуле

$$Q_{BЭР} = G_{вых.}^{BЭР} \cdot c \cdot (t_1 - t_2) \cdot b \cdot h_{ym} \cdot t_{\phi}, (кДж), \quad (1.13)$$

где $Q_{BЭР}$ – количество теплоты, полученной в утилизационной установке (кДж); $G_{вых.}^{BЭР}$ – выход ВЭР (кг/ч); c – теплоемкость теплоносителя на выходе из теплотехнологического агрегата-источника ВЭР (кДж/кгград); t_1 – температура на входе и выходе t_2 из утилизационной установки; β – коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизационной уста-

новки и технологического оборудования - источника ВЭР ($\beta = 0,8-0,95$); $\eta_{\text{ут}}$ – К.П.Д. утилизационной установки ($\eta_{\text{ут}} = 0,75-0,96$); τ_o – действительное время использования ВЭР (ч).

При разработке мероприятий по повышению эффективности использования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) или выборе вариантов использования ВЭР необходимо определять приведенные затраты. Приведенные годовые затраты определяются по уравнению

$$З = K \cdot E_H + C_{\text{экс}}, \quad (1.14)$$

где $З$ – годовые приведенные затраты (у.е.); E_H – нормативный коэффициент сравнительной эффективности капиталовложений ($E = 0,15$); K – капиталовложения (у.е.); $C_{\text{экс}}$ – годовые эксплуатационные расходы (у.е.).

Экономическая эффективность использования ВЭР или мероприятий, связанных с модернизацией оборудования, определяется минимумом приведенных годовых затрат при выборе того или иного варианта при условии их сопоставимости.

За наиболее экономически выгодный принимают вариант, соответствующий минимуму приведенных годовых затрат. В соответствии с этим при расчете экономической эффективности использования ВЭР учитывается экономия текущих издержек на топливо. При этом сравнивают два варианта энергоснабжения (теплоснабжения):

1. Обеспечение потребителя энергией с учетом использования ВЭР;
2. Обеспечение потребителя энергией в тех же объемах без использования ВЭР.

Варианты должны сравниваться в одинаковых условиях по объему и режиму подачи энергии потребителю, при одинаковых по техническому совершенству тепловых схем и оборудования, по надежности энергоснабжения.

Если выход ВЭР позволяет обеспечить производство энергии в количестве, превышающем потребности данного предприятия, то в расчете экономической эффективности следует исходить из необходимости использования ВЭР в полном объеме за счет энергоснабжения другого близлежащего промышленного предприятия. В приведенных затратах по варианту с использованием ВЭР учитываются затраты на сооружение и эксплуатацию утилизационной установки.

Экономический эффект от использования ВЭР рассчитывается как разность приведенных годовых затрат по сравниваемым вариантам:

$$\Delta Э = C_{\text{ЭК}}^{\text{б.ут}} - C_{\text{ЭК}}^{\text{ут}} + E_H (K_{\text{б.ут.}} - K_{\text{ут.}}) (\text{у.е.} / \text{год}). \quad (1.15)$$

Использование ВЭР экономически оправдано в том случае, если величина экономии $\Delta Э$ имеет положительный знак. Индексы б.ут. и ут. обозначают варианты энергоснабжения без утилизации и с утилизацией ВЭР.

Формулу можно записать в следующем виде:

$$\Delta \mathcal{E} = B_{\mathcal{E}K} \cdot C_{\text{топ}} + \Delta C + E_H (K_{\text{ут.}} - K_{\text{б.ут.}}) (y.e. / \text{год}), \quad (1.16)$$

где $B_{\mathcal{E}K}$ – экономия условного топлива при использовании ВЭР (т.у.т./год); $C_{\text{топ}}$ – замыкающие затраты на единицу сэкономленного топлива (y.e./ т.у.т.); ΔC – разность эксплуатационных затрат в сравниваемых вариантах без учета затрат на топливо. Величина ΔC учитывает изменение затрат на воду, электроэнергию, текущий ремонт и т.п.

Замыкающие затраты на топливо (природный газ, мазут) можно принимать до 100 y.e.

Расчет экономической эффективности капиталовложений в энергосберегающие мероприятия оцениваются сроком окупаемости капитальных затрат по зависимости

$$T = \frac{K}{\Delta \mathcal{E} - C_{\mathcal{E}K}}, \text{ лет}, \quad (1.17)$$

где K – требуемый объем капиталовложений в мероприятия по использованию ВЭР (y.e.); ΔC – годовая экономия, достигаемая в результате мероприятий по использованию ВЭР или модернизации оборудования.

Возможная экономия условного топлива от утилизации ВЭР определяется:

$$B_{\text{усл}}^{\text{ВЭР}} = \frac{\sum Q_{\text{ВЭР}}}{Q_{\text{н.усл.}}^P} (kg / \text{год}), \quad (1.18)$$

где $Q_{\text{н.усл.}}^P = 29300$ (кДж/кг) – теплота сгорания условного топлива.

Экономический эффект за счет энергосберегающих мероприятий при утилизации ВЭР определяется:

$$\Delta \mathcal{E} = B_{\text{усл.}}^{\text{ВЭР}} \cdot C_{\text{усл.т.}} (y.e.), \quad (1.19)$$

где $C_{\text{усл.т.}}$ – цена 1 тонны условного топлива (цену 1 тонны условного топлива по состоянию на 1 января 2010 года принимаем равной 120 (y.e.))

При расчете расхода условного топлива на выработку тепла в замещаемой установке (промышленная котельная, ТЭЦ), расход условного топлива определяется

$$B_{\text{усл.}}^{\text{ВЭР}} = \frac{\sum Q_{\text{ВЭР}}}{29300 \cdot h_c \cdot h_k} (y.e.), \quad (1.20)$$

где η_c – К.П.Д. тепловых сетей ($\eta_c = 0,8 - 0,96$); η_k – КПД котельной ($\eta_k = 0,75 - 0,9$).

Возможная выработка электроэнергии в утилизационном турбогенераторе за счет использования ВЭР в виде избыточного давления пара определяется формулой

$$W = D_{\Pi}^{BЭР} \cdot l_{ad} \cdot t_{\Pi} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}, (\text{кВт} \cdot \text{час} / \text{год}), \quad (1.21)$$

где $D_{\Pi}^{BЭР}$ – секундный расход пара на турбину (кг/с); l_{ad} – работа адиабатного расширения пара в турбине (кДж/кг); t_{Π} – действительный фонд времени работы агрегата-источника ВЭР (ч); η_{oi} – внутренний относительный КПД турбины; η_M – механический К.П.Д. турбины; η_{Γ} – КПД электрогенератора. При выработке электроэнергии на КЭС или ТЭЦ удельный расход условного топлива $\nu_{усл} = 0,36 - 0,38$ кг/кВт·ч. Одной из важнейших задач совершенствования теплотехнических процессов является возможно более полное выявление резервов ВЭР и экономически, а также экологически обоснованное их полное использование для целей производства. Экономия ТЭР при использовании резервов ВЭР может составлять 25–30 % от первичных энергоресурсов.

В случае использования водяного пара от утилизационной установки выработка электроэнергии

$$W = \frac{D_{\Pi}^{BЭР} \cdot (i_1 - i_2) \cdot h_M \cdot h_{\Gamma}}{3600}, (\text{кВт} \cdot \text{ч} / \text{год}), \quad (1.22)$$

где $D_{\Pi}^{BЭР}$ – годовой расход пара на выработку электроэнергии, тыс. т. в год; i_1 и i_2 – энтальпия пара на входе и выходе из паровой турбины (кДж/кг), определяется по i -s диаграмме водяного пара.

При силовом направлении использования ВЭР экономия топлива определяется:

$$B_{ЭК} = B_{ЭЛ} \cdot W, (\text{т.у.т./год}), \quad (1.23)$$

где $B_{ЭЛ}$ – удельный расход топлива на выработку электроэнергии в энергетической системе или на замещаемой установке, с показателями которой сравнивается эффективность использования ВЭР, грамм условного топлива на 1 кВт·ч.

Экономический эффект от использования ВЭР может определяться разницей в годовых приведенных затратах за счет сэкономленной при утилизации энергии:

$$\mathcal{E}_{ym} = \Delta \mathcal{E} - E_{\Pi} \cdot K, (\text{у.е.}), \quad (1.24)$$

где $\Delta \mathcal{E}$ – стоимость энергии, сэкономленной в процессе утилизации ВЭР. Стоимость сэкономленной энергии находится из выражения

$$\Delta \mathcal{E} = 3600 \cdot \Delta Q_{ВЭР} \cdot t_{\text{д}} \cdot \mathcal{E}_{\text{уд}}, \text{ (y.e.)} \quad (1.25)$$

Здесь $\Delta \mathcal{E}_{ВЭР}$ – энергия, полученная за счет утилизации ВЭР (кВт); $\mathcal{E}_{\text{уд}}$ – удельная стоимость энергии, полученной в утилизационном аппарате. Стоимость единицы энергии за счет утилизации ВЭР определяется по стоимости сэкономленного условного топлива:

$$\Delta B_{\text{усл}} = \frac{\Delta Q_{ВЭР}}{Q_{\text{н.усл.}} + i_{\text{выб}}}, \text{ (кг/с)}, \quad (1.26)$$

где $i_{\text{выб}}$ – энтальпия выбрасываемого в атмосферу теплоносителя за утилизатором ВЭР, (кДж/кг).

Годовая стоимость сэкономленного условного топлива

$$\mathcal{E}_{\text{мон}}^{\text{усл.}} = 3600 \cdot \Delta B_{\text{усл}} \cdot t_{\text{д}} \cdot C, \text{ (y.e.)}, \quad (1.27)$$

где C – цена 1 тонны условного топлива ($C = 120$ y.e.).

Удельная стоимость энергии, полученной за счет утилизации ВЭР:

$$\mathcal{E}_{\text{уд.}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{мон}}^{\text{усл.}}}{\Delta Q_{ВЭР}^{\text{год}}}, \text{ (y.e./кДж)}. \quad (1.28)$$

Здесь $\Delta Q_{ВЭР}^{\text{год}}$ определяется в (кДж) за расчетный период работы утилизационного оборудования

$$\Delta Q_{ВЭР}^{\text{год}} = \Delta Q \cdot 3600 \cdot t_{\text{д}}, \text{ (кДж/год)}. \quad (1.29)$$

Использование ВЭР является экономически целесообразным при положительном значении разности ($\mathcal{E}_{\text{ум.}} > 0$) в формуле (1.24) и сроке окупаемости капиталовложений $T \leq 3-4$ года.

1.5 Примеры расчета экономической эффективности от использования ВЭР в текстильной и легкой промышленности

Анализ основных видов тепловых ВЭР текстильной промышленности показывает, что главными являются тепловые ВЭР, к которым относятся теплота конденсата «глухого» пара от установок, использующих водяной пар как теплоноситель, теплота паровоздушной смеси от сушильных установок и аппаратов для влажно-тепловой обработки материалов и теплота сбросных растворов от красильных и промывных аппаратов при обработке материала в жидкости.

Источниками отработавшей паровоздушной смеси и одновременно конденсата «глухого» пара являются сушильные установки, так как подогрев воздуха для сушки осуществляется водяным паром в калориферах.

Красильные, промывные и аналогичные аппараты, применяемые для протекания описанных технологических операций, также дают на выходе два вида ВЭР: теплоту конденсата «глухого» пара, так как теплоснабжение аппаратов происходит водяным паром, и теплоту сбросных растворов от отработавших водных растворов.

Для машин обработки материала в жидкости используются два основных способа нагрева раствора: обогрев острым паром, при котором греющий пар подается непосредственно в объем нагреваемой жидкости и там конденсируется (барботаж); обогрев «глухим» паром, когда греющий пар поступает в рекуперативный теплообменник, конденсируется и не вступает в прямой контакт с нагреваемым раствором.

Пример расчета утилизации ВЭР от сушильных машин.

Задача 1. Определить возможную выработку теплоты в утилизационных установках за счет использования двух видов ВЭР от сушильных машин и рассчитать экономию условного топлива от утилизации теплоты конденсата «глухого» пара и теплоты паровоздушной смеси, если в цехе Оршанского льнокомбината установлено 10 сушильных установок с объемным выходом ВЭР в виде теплоты паровоздушной смеси от каждой установки $V = 12000 \text{ (м}^3/\text{ч)}$, с температурой смеси на выходе из аппарата $t'_1 = 120^\circ\text{C}$.

Действительный годовой фонд времени работы сушильных аппаратов $t_\phi = 3800$ часов, коэффициент несоответствия режима работы и числа часов основного и утилизационного оборудования $b = 0,80$, температура паровоздушной смеси на выходе из теплообменника-утилизатора принимается $t''_1 = 60^\circ\text{C}$.

Возврат конденсата в котельную производится с температурой $t_2 = 80^\circ\text{C}$. Нагрев воздуха в калориферах осуществляется насыщенным водяным паром с температурой $t_1 = 180^\circ\text{C}$, $p = 1 \text{ МПа}$.

В обоих теплообменниках-утилизаторах подогревается вода для горячего водоснабжения и технологических нужд.

Температура воды на входе в теплообменник $t'_2 = 15^\circ\text{C}$, на выходе $t''_2 = 50^\circ\text{C}$, при утилизации ВЭР от паровоздушной смеси и $t_{2к} = 70^\circ\text{C}$ при утилизации ВЭР теплоты конденсата пара.

Рассчитать массовые расходы горячей воды в подогревателях за счет использования обоих видов ВЭР. Упрощенно принимаем КПД теплообменников-утилизаторов $h = 0,95$, теплоемкость паровоздушной смеси $c_p = 1 \text{ (кДж/кг·град)}$, плотность смеси $r_c = 1 \text{ (кг/м}^3\text{)}$, теплоемкость воды $c = 4,2 \text{ (кДж/кг·град)}$.

Решение.

Возможная выработка теплоты в утилизационных теплообменниках за счет использования обеих видов ВЭР определяется по формуле

$$Q_{\epsilon}^{BЭП} = G_{1\epsilon} \cdot c \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot b \cdot h_{ym} \cdot t_{\phi}, \text{ ГДж},$$

где t'_1 и t''_1 – температуры на входе в утилизатор и на выходе из аппарата-источника ВЭР.

Выход ВЭР от теплоты паровоздушной смеси

$$G_{1\epsilon} = V \cdot r \cdot m = 12000 \cdot 1 \cdot 10 = 120000 \text{ кг/ч},$$

где m – количество сушильных установок.

Возможный выход ВЭР за счет теплоты паровоздушной смеси от сушильных агрегатов

$$Q_{1\epsilon}^{BЭП} = 120000 \cdot 10^3 \cdot (120 - 50) \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 3800 \cdot 10^{-9} = 23466 \text{ ГДж}.$$

Расход греющего пара на подогрев воздуха в калориферах определяется из уравнения теплового баланса для калориферной системы теплоснабжения сушильных аппаратов

$$Q_{\kappa} = D_n (i''_n - i'_\kappa) \cdot h_{\kappa} = G_{\epsilon\epsilon\epsilon} \cdot c_{\epsilon} (t'_o - t''_1), \text{ кДж/ч},$$

где i''_n и i'_κ – энтальпии пара и конденсата при давлении пара $p = 1 \text{ МПа}$; t'_o – температура пара при давлении пара $p = 1 \text{ МПа}$.

Часовой расход греющего пара на установки

$$D_n = \frac{G_{\epsilon\epsilon\epsilon} \cdot c_{\epsilon} (t'_o - t''_1)}{(i''_n - i'_\kappa) \cdot h_{\kappa}} = \frac{120000 \cdot 1 (180 - 120)}{(2778 - 762) \cdot 0,9} = 3968, \text{ кг/ч}.$$

Годовой расход греющего пара на калориферы сушильных установок

$$D_{nc} = D_n \cdot t_{\phi} = 3968 \cdot 3800 \cdot 10^{-3} = 15078, \text{ т/год}.$$

Теплота паровоздушной смеси используется на подогрев воды для технологических нужд (например, для нагрева воды для красильных аппаратов).

Для нагрева воды паровоздушной средой используются пластинчатые калориферы типа КФБ, КФС, СТД, выпускаемые промышленностью с коэффициентом обребрения $y = 4 - 6$ КПД $h_{\kappa} = 0,8 - 0,85$.

Производительность калориферной системы по горячей воде, нагреваемой от $t'_2 = 15^{\circ}\text{C}$ до $t''_2 = 50^{\circ}\text{C}$, определяется из уравнения теплового баланса для калориферов.

Часовая теплопроизводительность калориферной системы по паровоздушной смеси от сушильных машин

$$Q_{\kappa} = G_{1\epsilon} \cdot c_{\epsilon} (t'_1 - t''_1) \cdot h_{\kappa} = 120000 \cdot 1 \cdot 10^3 (120 - 60) \cdot 0,9 = 6,1, \text{ ГДж/ч}.$$

Часовая производительность калориферной системы по горячей воде

$$M'_{\epsilon} = \frac{Q_{\kappa} \cdot 10^9}{c_{\epsilon\epsilon\epsilon} \cdot \Delta t_{\epsilon\epsilon\epsilon}} = \frac{6,1 \cdot 10^9}{4200 \cdot 35} = 41500, \text{ кг/ч}.$$

Действительная производительность калориферной системы по горячей воде

$$M_{\epsilon} = M'_{\epsilon} \cdot t_{\phi} \cdot b;$$

$$M_{\epsilon} = 41500 \cdot 3800 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} = 126160, \text{ т/год}.$$

Фактическая теплота, использованная для нагрева технологической воды

$$Q_{\phi.в.}^{BЭP} = M_{в.} \cdot c_{вод} \cdot \Delta t_{вод} = 126160 \cdot 10^3 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot 35 = 18537, \text{ ГДж/год.}$$

Коэффициент использования выработанной теплоты

$$s = \frac{Q_{\phi}^{BЭP}}{Q_{1603}^{BЭP}} = \frac{18537}{23466} \approx 0,79.$$

Теплота конденсата греющего пара используется в водоводяном подогревателе (бойлере) для подогрева питательной воды для котлов.

Возможная выработка теплоты за счет конденсата «глухого» пара

$$Q_{в.к.}^{BЭP} = D_{н.г.} \cdot c_{к.} (t'_{к.} - t''_{к.}) \cdot h_{ум} \cdot b, \text{ ГДж/год,}$$

где $D_{н.г.}$ – годовой расход греющего пара для сушильных установок, т/год, $t'_{к.}$ и $t''_{к.}$ – температуры конденсата на входе и выходе из утилизатора – водоводяного теплообменника.

$$Q_{в.к.}^{BЭP} = 15078 \cdot 10^3 (150 - 80) \cdot 4200 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 10^{-9} = 3196, \text{ ГДж/год.}$$

Масса нагреваемой питательной воды для котлов

$$M_{н.в.} = \frac{Q_{в.к.}^{BЭP}}{c_{в.} (t_{н.в.} - t_o)} = \frac{3196 \cdot 10^9}{4200 (100 - 15)} = 8950, \text{ т/год.}$$

здесь, $t_{н.в.} = 100^\circ\text{C}$ – температура питательной воды для котлов, $t_o = 15^\circ\text{C}$ – начальная температура холодной воды.

Фактическая выработка теплоты за счет конденсата «глухого» пара

$$Q_{\phi.к.}^{BЭP} = M_{н.в.} \cdot c_{в.} \cdot \Delta t_{в.} \cdot b = 8950 \cdot 10^3 \cdot 4200 \cdot 85 \cdot 0,8 \cdot 10^{-9} = 2556, \text{ ГДж/год.}$$

Коэффициент использованной выработанной теплоты за счет утилизаций теплоты конденсата «глухого» пара

$$s = \frac{Q_{\phi}^{BЭP}}{Q_{в.к.}^{BЭP}} = \frac{2556}{3196} \approx 0,79.$$

Суммарная фактическая экономия топлива за счет использования двух видов ВЭР

$$B_{усл.} = \frac{(Q_{\phi.в.}^{BЭP} + Q_{\phi.к.}^{BЭP}) \cdot 10^9}{Q_{н.усл.}^p \cdot 10^3 \cdot h_3} = \frac{(18537 + 2556) \cdot 10^9}{29300 \cdot 10^3 \cdot 0,9} = 800, \text{ т/год.}$$

или

$$B_{усл.} = \frac{0,0342 \cdot (Q_{\phi.в.}^{BЭP} + Q_{\phi.к.}^{BЭP})}{h_3},$$

$$B_{усл.} = \frac{0,0342 \cdot 21093}{0,9} = 801,5, \text{ т/год.}$$

Пример 2. Красильный цех Оршанского льнозавода при обработке материала в жидкости в реакционных аппаратах – автоклавах периодического действия (процесс крашения пряжи на бобинах), работающих при избыточном давлении $p = 0,2 \text{ МПа}$ и температуре раствора $t_p = 130^\circ\text{C}$ с технологическим цик-

лом крашения пряжи $t = 5$ ч, производит за смену два залповых выброса горячих сбросных растворов от пяти красильных аппаратов в теплоизолированный бак-накопитель общей массой горячих растворов за один цикл:

$$G_p = G_1 \cdot 5 = 4000 \cdot 5 = 20000, \text{ кг/за цикл крашения.}$$

Температура горячих сбросных растворов в баке-накопителе принимается $t'_1 = 110^\circ\text{C}$.

При двухсменной работе красильного цеха два залповых выброса отработанных растворов можно использовать или для подогрева питательной воды для автоклавов или горячего водоснабжения. Коэффициент несоответствия режима и числа часов работы основного аппарата и утилизационной установки $b = 0,7$.

Требуется рассчитать водонагреватель-аккумулятор с водяным обогревом горячими сбросными растворами из бака-накопителя для нагрева воды для питания красильных аппаратов общей массой

$$G_2 = 2000 \cdot 5 = 10000 \text{ кг/за цикл.}$$

Температура питательной воды на входе в бак-аккумулятор $t'_2 = 20^\circ\text{C}$, температура греющей воды на выходе $t'_1 = 110^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи для погруженных теплообменников с учетом увеличения термического сопротивления со стороны сбросных растворов от отложений $K = 30 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Действительный фонд времени работы красильных аппаратов $t_\phi = 250$ дней/год.

Определить экономическую эффективность от утилизации тепловых ВЭР от сбросных растворов, экономию условного топлива, сокращение расхода первичного греющего пара на разогрев раствора, конечные температуры нагреваемой воды t''_2 и греющей воды t''_1 , теплопроизводительность водяного аккумулятора по горячей воде, коэффициент использования выработанной теплоты σ .

Решение.

Нагрев питательной воды в водонагревателе-аккумуляторе является процессом нестационарным.

Секундный расход греющего теплоносителя (горячих сбросных растворов) определяется за время технологического цикла $t = 5$ ч.

$$G'_1 = \frac{G_p}{t \cdot 3600} = \frac{20000}{5 \cdot 3600} = 1,11, \text{ кг/с,}$$
$$G'_2 = 0,558.$$

Секундный расход нагреваемой питательной воды из водонагревателя-аккумулятора для питания автоклавов красильных аппаратов

$$G'_2 = \frac{G_2}{t \cdot 3600} = \frac{10000}{5 \cdot 3600} = 0,555, \text{ кг/с.}$$

Удельная производительность водоводяного аккумулятора находится из уравнения теплового баланса и теплопередачи для нестационарных условий теплообмена

$$K \cdot F = G'_1 \cdot c_1 \ln \frac{1}{1 - \frac{G'_2 \cdot c_2}{G'_1 \cdot c_1 \cdot t} \cdot \ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}}, \text{ Вт/град.}$$

Здесь, теплоемкости воды $c_1 = c_2 = 4200$ Дж/кг·град, t – время нагревания воды в аккумуляторе в часах.

Температуры теплоносителей показаны на рис 1.1.

Конечная температура нагреваемой в аккумуляторе воды t''_2 предварительно принимается $t''_2 \approx 90^\circ\text{C}$ с последующим уточнением по формуле

$$t''_2 = t'_1 - \frac{t'_1 - t'_2}{\exp \left[\frac{G'_1 \cdot c_1 \cdot t}{G'_2 \cdot c_2} \cdot \left[1 - \frac{1}{\exp \frac{KF}{G'_1 \cdot c_1}} \right] \right]}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\exp$ – основание натурального логарифма число $e = 2,72^x$, где x есть:

$$x = \left[\frac{G'_1 \cdot c_1 \cdot t}{G'_2 \cdot c_2} \cdot \left[1 - \frac{1}{\exp \frac{KF}{G'_1 \cdot c_1}} \right] \right]$$

Удельная производительность водоводяного аккумулятора при конечной температуре нагреваемой питательной воды $t''_2 \approx 90^\circ\text{C}$

$$KF = 1,11 \cdot 4200 \cdot \ln \frac{1}{1 - \frac{0,555}{1,11 \cdot 5} \cdot \ln \frac{110 - 20}{110 - 90}} = 762, \text{ Вт/град}$$

Конечная температура нагреваемой в аккумуляторе воды

$$t''_2 = 110 - \frac{110 - 20}{\exp \left[\frac{1,11 \cdot 5}{0,555} \cdot \left[1 - \frac{1}{\exp \frac{762}{1,11 \cdot 4200}} \right] \right]} = 90^\circ\text{C}.$$

Конечная температура нагреваемой питательной воды совпадает с ранее принятой для расчета $t''_2 = 90^\circ\text{C}$.

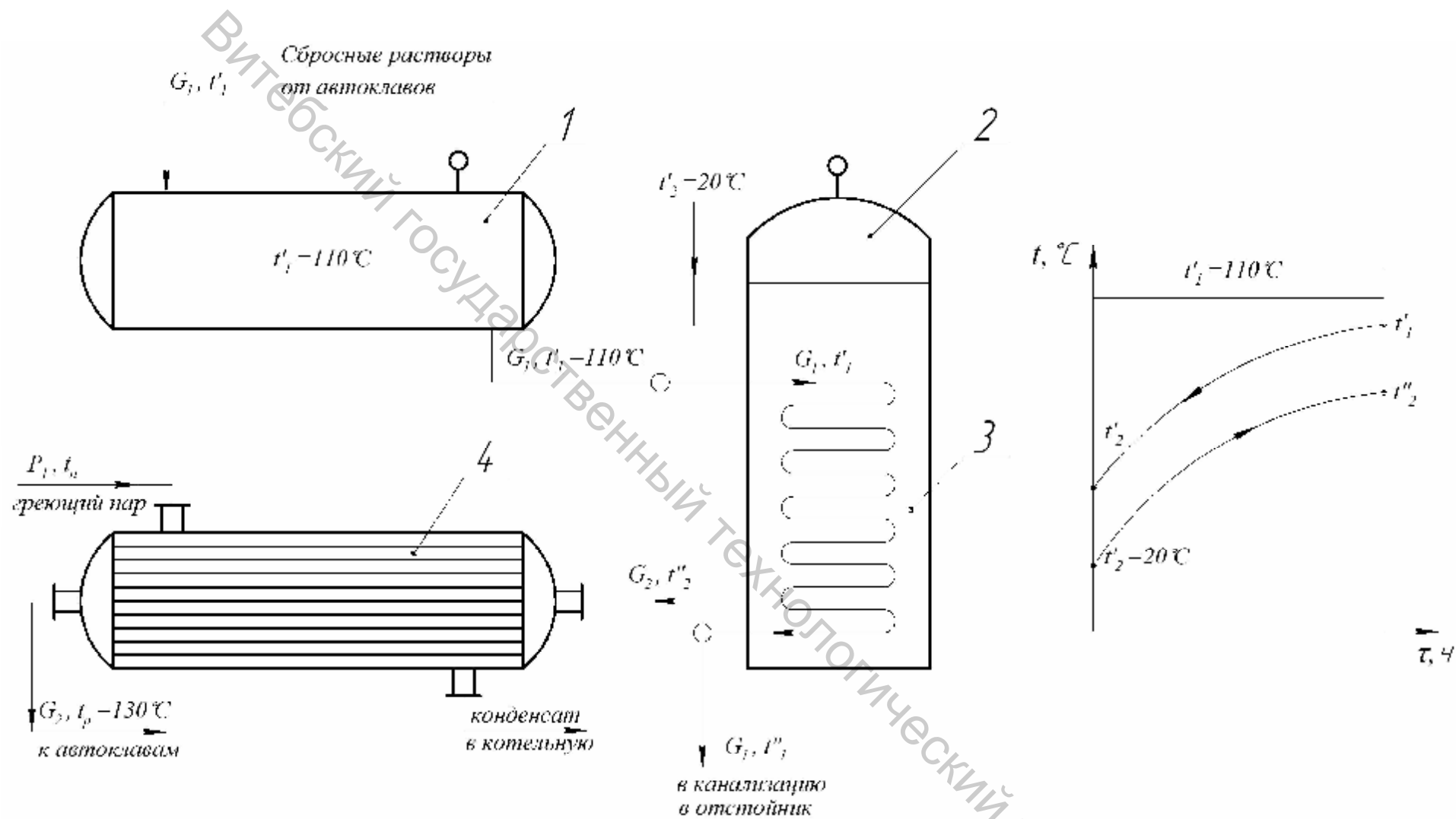


Рисунок 1.1 – Схема использования ВЭР от сбросных растворов для подогрева питательной воды: 1 – бак-накопитель, 2 – бак-аккумулятор, 3 – теплообменник, 4 – пароводяной теплообменник подогрева питательного раствора

Конечная температура греющей воды (горячих сбросных растворов) определяется по уравнению

$$t_2'' = \frac{t_1' - t_2''}{\exp \frac{KF}{G_1' \cdot c_1}} + t_2' = \frac{110 - 90}{\exp \frac{762}{1,11 \cdot 4200}} + 20 = 37^\circ \text{C}.$$

Теплопроизводительность водоводяного аккумулятора за два залповых выброса растворов за смену

$$Q_{ак.} = 2G_2' \cdot c_2(t_2'' - t_2') = 2 \cdot 0,555 \cdot 4,2 \cdot (90 - 20) = 326,4, \text{ кВт}.$$

Поверхность нагрева погруженного змеевикового теплообменника в аккумуляторе определяется по уравнению

$$F_{ак.} = \frac{KF}{K} = \frac{762}{60} = 25,1 \text{ м}^2 \approx 26 \text{ м}^2.$$

Расход первичного греющего пара в котельной на нагрев воды для пяти красильных автоклавов без утилизации ВЭР от двух залповых выбросов раствора за одну смену

$$D_n = \frac{2 \cdot G_p \cdot c_s \cdot (t_o - t_2')}{(i_n'' - i_k') \cdot h_k} = \frac{2 \cdot 20000 \cdot 4,2 \cdot (130 - 20)}{(2725 - 562) \cdot 0,9} = 9492, \text{ кг/смену}.$$

Здесь, i_n'' – энтальпия греющего пара при давлении пара $p = 3$ бар ($i_n'' = 2725$ кДж/кг); i_k' – энтальпия конденсата ($i_k' = 562$ кДж/кг); h – КПД котельной, производящей пар ($h \approx 0,9$).

Расход греющего пара при утилизации ВЭР от теплоты сбросных растворов

$$D_n' = \frac{2 \cdot G_p' \cdot c_s \cdot (t_p - t_2')}{(i_n'' - i_k') \cdot h} = \frac{2 \cdot 10000 \cdot 4,2 \cdot (130 - 20)}{(2725 - 562) \cdot 0,9} = 4746, \text{ кг/смену},$$

где $G_p' = G_p - G_2 = 20000 - 10000 = 10000$, кг/цикл – уменьшение подачи воды в красильные автоклавы.

Расход греющего пара на догрев питательной воды до 130°C

$$D_n'' = \frac{2 \cdot G_p' \cdot c_s \cdot (t_p - t_2'')}{(i_n'' - i_k') \cdot h} = \frac{2 \cdot 10000 \cdot 4,2 \cdot (130 - 90)}{(2725 - 562) \cdot 0,9} = 1726, \text{ кг/смену}.$$

Сокращение расхода греющего пара от использования теплоты сбросных растворов (ВЭР)

$$\Delta D = D_n - (D_n' + D_n'') = 9492 - (4746 + 1726) = 3020, \text{ кг/смену}.$$

Сокращение расхода греющего пара при годовом фонде времени работы красильных аппаратов $t = 250$ дней

$$\Delta D_{год} = 250 \cdot \Delta D = 250 \cdot 3020 = 755000, \text{ кг/год}.$$

Экономия условного топлива за счет утилизации ВЭР от залповых выбросов горячих сбросных выбросов в котельной на выработку греющего пара для красильных автоклавов уменьшается на величину

$$\Delta B_{\text{усл.}} = \frac{\Delta D_{\text{год}} (i_n'' - i_{\text{н.в.}}) \cdot h_{\kappa}}{Q_{\text{н.усл.}}^p} = \frac{755000(2725 - 500) \cdot 0,9}{29300} = 51600, \text{ кг/год},$$

где $i_{\text{н.в.}}$ – энтальпия питательной воды в котельной; $i_{\text{н.в.}} \approx 500$, (кДж/кг), $h_{\kappa} = 0,9$ – КПД котельного агрегата.

Количество тепловой энергии за счет экономии условного топлива составит:

$$\sum Q_{\text{год}}^{\text{расч.}} = \Delta D_{\text{год}} (i_n'' - i_{\text{н.в.}}) \cdot h_{\kappa} \cdot 10^3 = 755 \cdot 10^3 (2725 - 500) \cdot 0,9 \cdot 10^{-9} = 1679,8, \text{ ГДж}.$$

Или экономия условного топлива составит

$$\Delta B_{\text{усл.}} = 0,0342 \cdot \sum Q_{\text{год}}^{\text{расч.}} \cdot h_{\kappa} = 0,0342 \cdot 1679,8 \cdot 0,9 = 51,7, \text{ т/год}.$$

При стоимости одной тонны условного топлива $C = 105$ (у.е.) годовой экономический эффект от утилизации только теплоты сбросных растворов от красильных аппаратов составит:

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B_{\text{усл.}} \cdot C = 51,7 \cdot 105 = 5428, \text{ у.е.}$$

При принятой схеме теплоснабжения красильных аппаратов (рис. 1.1) расход греющего пара на подогрев воды для автоклавов при условии утилизации ВЭР от выбросов горячих сбросных растворов составит:

$$D_n = D_{\kappa} = D_n' + D_n'' = 4746 + 1726 = 6472, \text{ кг/смену}.$$

Возможная выработка теплоты в утилизационной установке за счет использования теплоты конденсата «глухого» пара за год при фактическом фонде времени установок $t_{\text{год}} = 250$ дней

$$\sum Q_{\text{год}}^{\text{кон.}} = D_{\kappa} \cdot c_{\text{вод.}} \cdot (t_{\kappa 1} - t_{\kappa 2}) \cdot h_{\text{ум.}} \cdot 10^3 \cdot t_{\text{год}},$$

$$\sum Q_{\text{год}}^{\text{кон.}} = 6472 \cdot 4,2 \cdot (120 - 70) \cdot 0,95 \cdot 10^3 \cdot 250 = 3,2 \cdot 10^{11}, \text{ Дж/год}$$

Или выработка тепла составит

$$\sum Q_{\text{год}}^{\text{кон.}} = 320, \text{ ГДж/год}.$$

Экономия условного топлива при использовании ВЭР от теплоты конденсата

$$\Delta B_{\text{год}}^{\kappa} = 0,0342 \cdot \sum Q_{\text{год}}^{\text{кон.}} = 0,0342 \cdot 320 = 11,9, \text{ т/год}.$$

Суммарная экономия условного топлива при утилизации обеих видов ВЭР составит

$$\Delta B_{\text{год}} = 51,7 + 11,9 = 63,6, \text{ т/год}.$$

Расход топлива для выработки пара в котельной установке для красильных автоклавов без утилизации ВЭР за год

$$\Delta B_{\text{год}} = \frac{D_n (i_1' - i_{\text{н.в.}}) \cdot t_{\text{год}}}{Q_{\text{н.усл.}}^p \cdot h_{\kappa}} = \frac{9492(2725 - 500) \cdot 10^{-3}}{29300 \cdot 0,9} \cdot 250 = 195, \text{ т/год}.$$

Годовая возможная выработка теплоты в утилизационных установках за счет использования теплоты сбросных растворов и теплоты конденсата «глухого» пара при фактическом фонде времени установок:

1. Возможная выработка теплоты за счет утилизации теплоты сбросных растворов

$$O_{в.р.} = 2 \cdot G_p \cdot c_p \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot t_\phi \cdot b \cdot 10^{-9}, \text{ ГДж.}$$

$$O_{в.р.} = 2 \cdot 20000 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot (110 - 40) \cdot 0,7 \cdot 250 \cdot 10^{-9} = 2058, \text{ ГДж}$$

2. Возможная выработка теплоты за счет утилизации теплоты конденсата «глухого» пара

$$O_{в.к.} = D_n \cdot c_k \cdot (120 - 70) \cdot t_\phi \cdot b \cdot 10^{-9}, \text{ ГДж.}$$

$$O_{в.к.} = 9492 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot (120 - 70) \cdot 0,7 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} = 348,8, \text{ ГДж.}$$

Коэффициент использования выработанной теплоты (коэффициент утилизации ВЭР)

$$\eta = \frac{Q_\phi}{Q_e} = \frac{1679,8 + 320}{2058 + 348,8} = \frac{1999,8}{2406,8} \approx 0,8$$

Влажно-тепловая обработка тканей заключается в воздействии на материал водяным паром или паровоздушной смесью, насыщенным паром при повышенной температуре. Влажно-тепловая обработка ускоряет протекание в материале необходимых физико-химических реакций. К основным видам машин для влажно-тепловой обработки относятся запарные камеры и отделочные каландры.

В рабочую камеру может подаваться острый пар, а в рекуператоры машины – «глухой» пар.

Пример 3.

Исходные данные для расчета.

При влажно-тепловой обработке тканей из запарной камеры на выходе из установки теплота от использования «глухого» пара в калориферах и «острого» пара в рабочей зоне камеры выход ВЭР составляет: $\Delta Q_{ВЭР} = Q_{глук.} + Q_o = 500$, кВт. Действительный фонд времени утилизационного оборудования $t_d = 6000$ ч. Цена 1 тонны условного топлива $C = 120$ у.е. Капиталовложения в утилизационное оборудование $K = 40000$ у.е. Эксплуатационные расходы $C_{экс} = 5000$ у.е.

Решение.

Экономия условного топлива за счет утилизации ВЭР

$$DB_{усл.} = \frac{DQ_{ВЭР}}{Q_{н.усл.}^P} = \frac{500}{29300} = 0,017, \text{ (кг/с)}$$

Годовая стоимость сэкономленного топлива

$$\mathcal{E}_{топ.}^{усл.} = 3600 \cdot DB_{усл.} \cdot t_d \cdot C = 3600 \cdot 0,017 \cdot 6000 \cdot 10^{-3} \cdot 95 = 34884, \text{ (у.е.).}$$

Удельная стоимость энергии, выработанной в утилизационной установке

$$\varepsilon_{yd} = \frac{\varepsilon_{\text{исл. тон.}}}{DQ_{BЭР}^{\text{год}}} \frac{34884}{108 \cdot 10^8} = 0,323 \cdot 10^{-5}, \text{ (y.e./кДж)}, \quad (1.30)$$

где $DQ_{BЭР}^{\text{год}} = DQ \cdot 3600 t_{\partial} = 500 \cdot 3600 \cdot 6000 = 108 \cdot 10^8$, (кДж/год)

Стоимость сэкономленной энергии

$$\Delta \varepsilon = 3600 DQ_{BЭР} t_{\partial} \varepsilon_{yd} = 3600 \cdot 6000 \cdot 0,3238 \cdot 10^{-5} = 34884, \text{ (y.e.)} \quad (1.31)$$

Экономический эффект от использования ВЭР

$$\varepsilon_{ym} = \Delta \varepsilon - E_n \cdot K = 34884 - 0,15 \cdot 40000 = 28884, \text{ (y.e.)}. \quad (1.32)$$

Срок окупаемости капиталовложений в утилизацию ВЭР

$$T = \frac{K}{\Delta \varepsilon - C_{\text{экс.}}} = \frac{40000}{34884 - 5000} = 1,34, \text{ (года)}. \quad (1.33)$$

Использование ВЭР является целесообразным, так как величина ($\varepsilon_{ym} > 0$) положительна и капиталовложения окупаются за достаточно короткий период.

Анализ основных теплотехнологических процессов и упрощенные расчеты утилизации основных тепловых ВЭР текстильной промышленности убеждают в значительных потенциальных возможностях и энергетической эффективности использования тепловых ВЭР, особенно от разнообразных сушильных аппаратов и красильного оборудования при обработке материалов в жидкости, когда на обработку 1 кг пряжи или ткани приходится расходовать 20–30 л горячей воды или несколько кг греющего пара с температурой от 90 до 140°C.

Однако из-за возникающих трудностей при утилизации тепловых ВЭР паровоздушная смесь и горячие сбросные растворы как виды ВЭР используются незначительно и крайне редко, так как требуются большие капитальные и эксплуатационные расходы.

К существенным недостаткам использования данных видов ВЭР относятся: высокая химическая активность растворов и очень часто паровоздушной смеси, вызывающая коррозию металлов, загрязненность, требующая фильтрации потоков и периодической очистки поверхностей теплообмена, использования громоздких теплообменников, необходимость установки баков накопителей для растворов.

Особую трудность представляет необходимость в концентрации тепловых потоков от теплотехнологического оборудования, так как часто отсутствует компактное размещение теплотехнологического оборудования.

Значительным препятствием в использовании ВЭР сбросных растворов является необходимость в разделении сливных каналов, так как все технологические операции крашения, отварка, промывка и др. протекают в технологической линии одновременно, и смешение горячих и холодных потоков ликвидирует сам источник ВЭР.

Все перечисленные трудности объясняют причину неудовлетворительного использования или полного отсутствия утилизации ВЭР в текстильной промышленности.

Тем не менее, утилизация тепловых ВЭР в настоящее время необходима, так как объемы выхода ВЭР значительны и их использование может дать до 20–30 % экономии ТЭР и при этом существенно уменьшить тепловое загрязнение окружающей среды.

Реализация задач по энергосбережению зависит не только от технологического и экономического потенциала энергосбережения, которые определяют максимальные технические и экономические возможности энергосбережения, но и существенно определяется поведенческим потенциалом энергосбережения – осознанием необходимости и актуальности проблемы энергосбережения, особенно руководителями предприятий, реализующих решения по энергосбережению.

1.6 Контрольные вопросы

1. *Что такое энергетические отходы? Назовите их типы и виды.*
2. *Что такое ВЭР? Приведите классификацию ВЭР.*
3. *Как рассчитать общий и возможный выход ВЭР?*
4. *Как оценить экономию топлива за счет использования тепловых или горючих ВЭР?*
5. *Какие источники и виды тепловых ВЭР имеются в промышленности Республики Беларусь?*
6. *Какие источники ВЭР на предприятиях текстильной промышленности Вам известны?*
7. *Приведите примеры расчета экономической эффективности от использования ВЭР в текстильной и легкой промышленности.*

2 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

2.1 Общие положения

Наибольшее распространение при утилизации ВЭР получили рекуперативные теплообменники с поверхностью теплообмена, выполненной из труб. В таких теплообменниках возможны значительные перепады давления между теплоносителями без деформаций и разрушений поверхностей теплообмена. Рекуперативные кожухотрубные теплообменные аппараты могут работать с любой комбинацией теплоносителей: жидкость – жидкость, газ – жидкость, газ – газ. Общим для всех кожухотрубных теплообменников является наличие большого числа труб (трубного пучка), концы которых герметично укреплены в отвер-

ствиях досок, и наличие общего кожуха (корпуса), охватывающего трубный пучок.

В промышленных кожухотрубных теплообменниках используются трубы с внутренним не менее 12 и не более 38 мм. Ограничения связаны с возможностью очистки внутренней поверхности труб и снижением удельной поверхности теплообмена.

Возможная длина трубного пучка может составлять 0,9–6 м, толщина стенок труб 0,5–2,5 мм.

В связи с тем, что температуры греющего и нагреваемого теплоносителей различны, различными являются температура корпуса и трубок в трубном пучке и, по этой причине возникают различные температурные удлинения. Для снижения возникающих в трубных досках напряжений в теплообменниках применяют различные методы компенсации температурных деформаций: линзовые компенсаторы, сальниковые уплотнители, плавающие камеры, U-образные трубы и др. По технологическим причинам трубы в трубном пучке кожухотрубного теплообменника не могут быть расположены близко одна от другой, поэтому площадь проходного сечения межтрубного пространства в 2,5–3 раза больше, чем трубного. Соответственно в межтрубном пространстве более низкие скорости движения теплоносителя и интенсивность теплообмена. С целью повышения интенсивности теплообмена скорости теплоносителей увеличивают путем установки поперечных перегородок в межтрубном пространстве и организацией многоходового движения теплоносителя в полости труб.

Теплоносители, способные загрязнять поверхности теплообмена, направляют в полости труб трубного пучка, так как в межтрубном пространстве механическая очистка невозможна.

Секционные теплообменники состоят из последовательно соединенных секций, каждая из которых является кожухотрубным теплообменником с небольшим количеством труб в пучке и представляют собой многоходовой аппарат с наиболее выгодной схемой движения теплоносителей – противоточной. Секционные теплообменники эффективны, когда теплоносители движутся с соизмеримыми скоростями и без изменения агрегатного состояния теплоносителя.

В связи с отсутствием перегородок характерно низкое гидравлическое сопротивление и меньшая степень загрязнения межтрубного пространства. Поверхности теплообмена одной секции составляет 0,75–30 м², а число труб от 4 до 140.

Основой теплообменников типа труба в трубе являются две соосно расположенные трубы, в кольцевом зазоре которых движутся теплоносители. Как правило, теплообменники этого типа состоят из ряда последовательно соединенных коленами («калачами») секций. Необходимые скорости движения теплоносителей обеспечиваются выбором соответствующих диаметров внутренней и наружной труб. Преимуществом таких теплообменников является простота изготовления, возможность работы при высоких перепадах давлений теплоносителей, высокие коэффициенты теплоотдачи. Недостатки – высокая металло-

емкость, низкая компактность, сложность механической очистки кольцевого зазора между трубами.

Погружные змеевиковые теплообменники состоят из плоских или витых змеевиков, погруженных в емкость с нагреваемой жидкостью. Такие теплообменники широко применяются в различных отраслях промышленности, в том числе в схемах утилизации ВЭР. Нагрев может осуществляться за счет конденсации пара в трубах, или горячей водой. Основное преимущество таких теплообменников – простота конструкции, недостатки – низкая интенсивность теплообмена, для повышения которой прибегают к установке различных мешалок в емкости с нагреваемой жидкостью.

Широкое применение получили теплообменники из оребренных труб для увеличения поверхности теплообмена со стороны малых значений коэффициента теплоотдачи. Такие теплообменники (калориферы) используются в сушильных установках для нагревания воздуха и при утилизации ВЭР от паровоздушной смеси. Важным условием работы таких теплообменников является рациональное расположение ребер, а также их плотный контакт с трубой. Конструкции ребер труб разнообразны и связаны с технологией их изготовления. Коэффициенты оребрения $(F_1/F_2) = \psi$ для калориферов, применяемых в системах нагрева воздуха $\psi = 3 - 4$, а для теплообменных аппаратов холодильной техники $\psi = 8 - 12$. Ребра, как правило, выполняются из материалов с большей теплопроводностью, чем материал основной трубы.

Другой разновидностью рекуперативных аппаратов являются теплообменники рубашечного типа, спиральные и пластинчатые. Рубашечные теплообменники обычно используют для нагревания или охлаждения жидкости в емкости. Теплоноситель подается в зазор, образованный двумя листами, один из которых омывается нагреваемой или охлаждаемой жидкостью. Преимущество: не загромождается объем бака, облегчена очистка поверхности теплообмена, простота конструкции аппарата. Недостаток: малая площадь поверхности теплообмена, низкие значения коэффициента теплообмена.

В пластинчатых теплообменниках поверхность теплообмена образуется пакетом пластин, каждая из которых по периметру снабжена уплотнителями. Теплоносители движутся в зазорах, образованных соседними пластинами. С целью интенсификации теплообмена и увеличения площади поверхности пластины выполняются гофрированными. Комбинация теплоносителей может быть разнообразной: жидкость – жидкость, газ – жидкость, газ – газ. Недостатком является недостаточная герметичность и ограниченный перепад давлений между теплоносителями.

Наиболее эффективными утилизационными установками для использования ВЭР высокотемпературных дымовых газов с $t > 600^\circ\text{C}$ являются котлы-утилизаторы, а также водяные экономайзеры для нагрева питательной воды котлов и воздухоподогреватели для нагрева дутьевого воздуха, использующие дымовые газы среднего потенциала с температурой $500 - 600^\circ\text{C}$. Котлы-утилизаторы обеспечивают большую экономию топлива за счет генерирования энергетического или технологического пара, а также нагрева сетевой воды для теплоснабжения и горячего водоснабжения.

В тех случаях, когда допустимо смешение нагреваемой среды с паровым конденсатом, широко используется нагревание острым паром, который вводится в нагреваемую жидкость через перфорированную трубу или сопловой смешивающий диффузор (барботаж). Преимуществом таких смесительных аппаратов является простота конструкции и высокая интенсивность теплообмена. Главным недостатком смесительных теплообменников является контакт теплоносителей. Может применяться комбинация газ-жидкость, когда газ барботируется через жидкость. Такая комбинация позволяет более эффективно утилизировать тепловые ВЭР, применяя схемы с промежуточным теплоносителем. При утилизации тепловых ВЭР с точки зрения увеличения коэффициента утилизации ВЭР и компактности теплообменников и их стоимости вариант нагрева воды предпочтительней, чем нагрев воздуха. При равных условиях при нагреве воды теплообменник будет примерно в 2–2,5 раза меньше по поверхности теплообмена.

Некоторые типы кожухотрубных рекуперативных аппаратов изображены на рис. 2.1, 2.2, а технические данные отдельных аппаратов приведены в приложении (таблицы 1–4).

Для проведения технологических процессов, связанных с подводом тепла, используются разнообразные теплотехнологические установки, в которых применяются один или несколько теплоносителей. Теплоносителем называют вещество, служащее для доставки теплоты от источника к потребителю.

К рабочим телам, используемым в качестве теплоносителей, предъявляют ряд требований. Теплоноситель должен быть удобен для транспортировки энергии от источника к потребителю. Наиболее подходят жидкие и газообразные теплоносители, которые можно транспортировать по трубопроводам. При этом требуется максимальная плотность теплоносителя, минимальная вязкость, максимальная теплоемкость, максимальная разность энтальпий, т.е. единицей массы теплоносителя должно переноситься максимальное количество тепла. Это требование выполняется только в случае, когда теплоносители в процессе теплообмена изменяют свое агрегатное состояние (фазовый переход при кипении и конденсации). Выполнение этих условий обеспечивает минимальный объемный расход теплоносителя, позволяет уменьшить диаметр трубопроводов, металлоемкость, стоимость транспортировки, энергозатраты на перекачку теплоносителя. В процессе теплообмена между теплоносителями должны обеспечиваться максимальные значения коэффициентов теплоотдачи, т.е. максимальная интенсивность переноса тепла, что позволяет уменьшить поверхность теплообменных аппаратов, снизить их стоимость и эксплуатационные расходы. Для достижения рабочей температуры теплотехнического процесса теплоноситель должен производить доставку теплоты на необходимом температурном уровне. При этом давление теплоносителя должно быть наименьшим, близким к атмосферному, что уменьшает толщину стенок трубопроводов и теплообменных аппаратов.

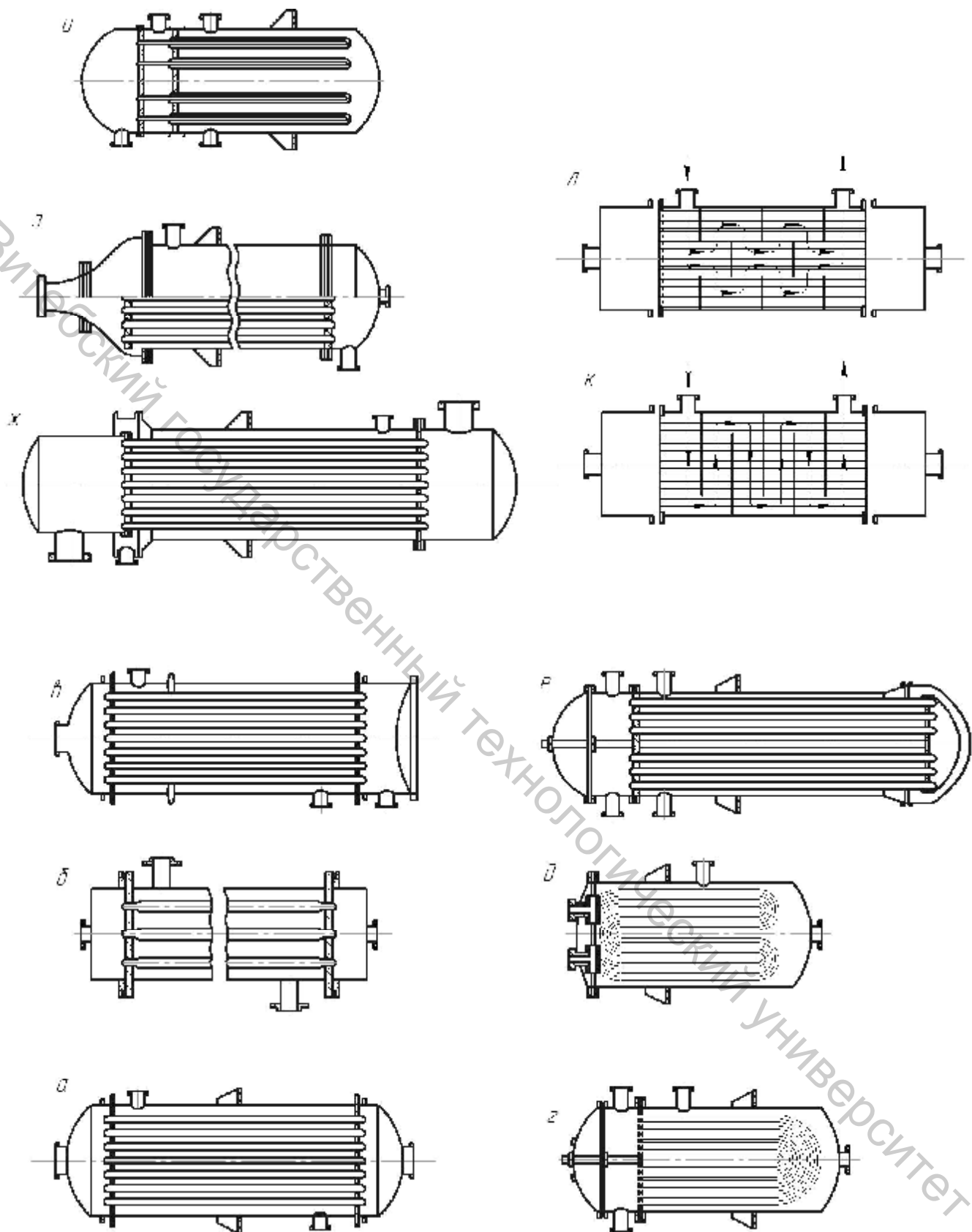


Рисунок 2.1 – Кожухотрубные рекуперативные теплообменники: а, б – с жестким креплением труб; в – с линзовым компенсатором; г, д – с U и W-образными трубами; е – с нижней плавающей камерой; ж – с верхней плавающей камерой; з – с сальниковым уплотнением; и – с трубами Фильда; к, л – с сегментными поперечными перегородками

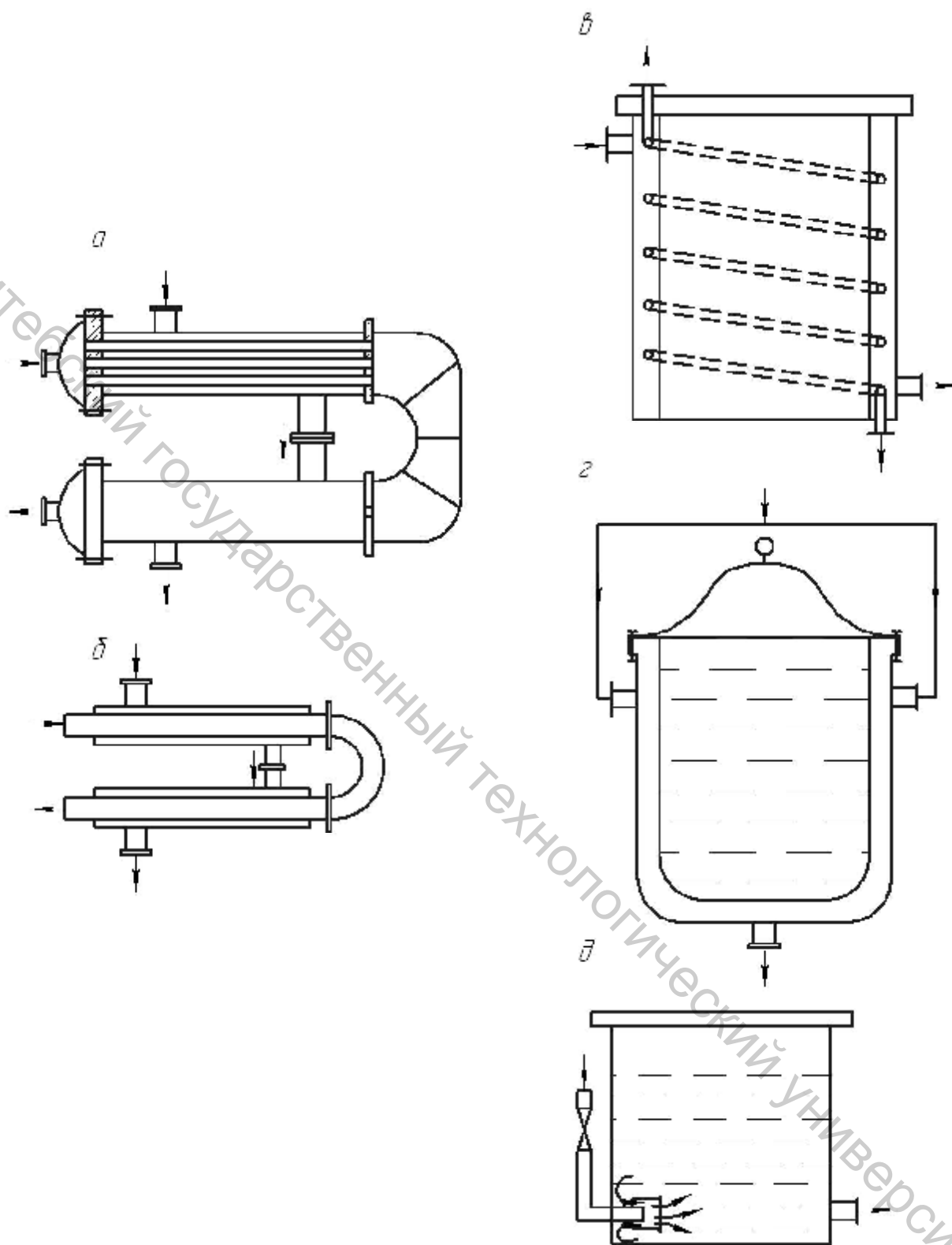


Рисунок 2.2 – Некоторые типы теплообменников: а – секционный теплообменник; б – теплообменник типа труба в трубе; в – погружной теплообменник; г – рубашечный теплообменник; д – смешительный теплообменник с сопловым смешивающим диффузором.

Теплоноситель должен быть термостойким, т.е. не должен разлагаться на вредные составляющие при воздействии температуры, иметь низкую химическую активность, что позволяет использовать дешевые конструкционные металлы и материалы, должен быть нетоксичен. Единственными нетоксичными теплоносителями являются вода, водяной пар и воздух. Все остальные теплоносители в большей или меньшей мере токсичны.

Теплоноситель должен быть дешевым и доступным. Выполнение этих условий дает возможность снизить капитальные затраты и эксплуатационные расходы.

Анализ всех имеющихся в наличии теплоносителей показывает, что ни одно из известных веществ не может в полной мере удовлетворять всем перечисленным требованиям. Какие бы два теплоносителя не сравнивались, у каждого из них будут свои преимущества и недостатки. Поэтому при выборе теплоносителя надо исходить из того, что он должен отвечать самым необходимым требованиям технологического процесса. К основным теплоносителям относятся: вода, водяной пар, воздух, топочные газы, минеральные масла.

Вода – широко используется в качестве теплоносителя, особенно для отопления и горячего водоснабжения. К преимуществам воды как теплоносителя относятся: высокая плотность, теплоемкость, достаточно низкая вязкость, высокие значения коэффициента теплоотдачи (интенсивности теплообмена), низкая химическая активность, нетоксичность, доступность, возможность регулирования уровня температуры.

Единственным недостатком воды как теплоносителя является ограниченный верхний уровень температуры (максимум 150 °С), что связано с необходимостью увеличения давления в тепловых сетях и теплообменных аппаратах. Подогрев осуществляется в специальных водогрейных котлах, бойлерах в котельных или на ТЭЦ. Транспортировка горячей воды осуществляется по теплоизолированным трубопроводам на расстояние до 20 км. Допустимое падение температуры воды - 1 °С на 1 км. Однако, как показывает практика работы тепловых сетей, снижение температуры более существенно, и тепловые потери в окружающую среду даже при транспортировке на 5 км трассы при низком качестве теплоизоляции трубопроводов могут составлять 10 – 30% от тепла источника.

Водяной пар – самый распространенный теплоноситель для производственных целей. Его преимуществами являются: высокая теплота парообразования, высокие коэффициенты теплоотдачи при кипении воды и конденсации пара. Постоянство температуры обеспечивает простоту регулирования технологического процесса. Для технологического оборудования и теплообменных аппаратов и теплоснабжения обычно используют пар давлением 3–5 бар, реже – 10 бар, что соответствует температуре насыщенного пара 130–150°С и 180°С. Транспортировка пара осуществляется по хорошо теплоизолированным трубопроводам от котельных или ТЭЦ на расстояние до 5 км, с аналогичными проблемами, связанными с тепловыми потерями в окружающую среду и увеличение расхода топлива в источниках тепла. Основным недостатком, как и воды, является ограниченный верхний предел температуры, связанный с необходимостью

стью увеличения давления. Для повышения температуры насыщенного пара необходимо повышать давление. Например, давлению 2 бара соответствует температура насыщенного пара 120°C, 5 бар – 152°C, 10 бар – 180°C. Подача перегретого пара в теплообменники нецелесообразна, так как теплота перегрева очень мала по сравнению с теплотой парообразования.

Топочные газы – в качестве греющего теплоносителя получают от промышленных печей, котельных и прочих огнетехнических агрегатов и используют на месте их получения. К преимуществам использования тепла топочных газов относятся: высокий температурный уровень и возможность утилизации тепла на месте их получения, при этом отпадает необходимость в теплотрассах. К недостаткам топочных газов относятся: низкая теплоемкость, плотность, очень низкие значения коэффициентов теплообмена (низкая интенсивность теплообмена), токсичность, пожароопасность, невозможность прямого контакта с материалом. Все эти недостатки вызывают необходимость увеличения поверхности теплообменников за счет оребрения.

Горячий воздух – в основном применяется в сушильных установках для обезвоживания материалов и для отопления промышленных зданий. Воздух как теплоноситель обладает теми же недостатками, что и топочные газы, включая температурный уровень процесса, но, в отличие от газов, он чистый и допускает прямой контакт с обрабатываемым материалом.

Высокотемпературные теплоносители используются тогда, когда необходимо повышать температурный уровень без повышения давления.

Например, выпаривание высококипящих растворов. В качестве таких теплоносителей применяются различные минеральные масла, имеющие температуры кипения 215–290 °C при атмосферном давлении. Однако многие из них при воздействии повышенной температуры могут стать токсичными. При использовании высокотемпературных теплоносителей предъявляют повышенные требования к герметичности теплообменной аппаратуры, трубопроводам, надежности уплотненных устройств.

При выборе теплоносителей возникает вопрос о скорости движения теплоносителя в различных элементах теплообменной аппаратуры и трубопроводах, так как завышенные скорости движения теплоносителей вызывают значительные увеличения гидравлических потерь (пропорционально квадрату скорости) и увеличение энергозатрат на перекачку теплоносителя.

Рекомендуемые скорости движения теплоносителей

Теплоноситель	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, керосин, бензин)	0,5–3
Вязкие жидкости (минеральные масла, растворы солей)	0,2–1
Запыленные газы (топочные газы, воздух)	6–12
Незапыленные газы, воздух	12–18
Газы под давлением до 100 бар	15–20
Насыщенный и перегретый водяной пар	30–50

2.2 Теплообменные аппараты для утилизации высокотемпературных ВЭР

К высокотемпературным ВЭР в промышленности относят дымовые газы с температурой выше 600°C , которые покидают рабочее пространство огнетехнических агрегатов и поэтому уносят с собой значительное количество тепла. Основными источниками данных ВЭР являются черная и цветная металлургия, химическая и нефтехимическая промышленность, промышленность строительных материалов, стекловаренная промышленность и т.д.

Потери тепла с уходящими газами таких агрегатов могут составлять 20 – 80 %. Утилизация теплоты уходящих газов принципиально может выполняться двумя способами: с возвратом отобранного тепла у газов на вход в данный агрегат (ВЭР внутреннего использования) и без возврата (ВЭР внешнего использования). Для утилизации этих ВЭР широко используются разнообразные теплообменники рекуперативного и регенеративного типа, использование которых позволяет повысить КПД агрегатов на 15 – 20 %, увеличить температуру горения и сэкономить топливо.

Теплота ВЭР дымовых газов с возвратом на вход в агрегат оказывается значительно ценнее тепла, полученного в результате сгорания топлива, так как вносимое тепло не влечет потерь тепла с дымовыми газами и повышает температуру сгорания топлива.

Практически утилизировать все тепло отходящих газов невозможно из-за значительного нецелесообразного увеличения поверхности нагрева теплообменников. Утилизация тепла отходящих газов осуществляется в теплообменниках регенеративного и рекуперативного типов. Регенеративные работают при нестационарном тепловом режиме, рекуперативные – при стационарном.

Теплообменники регенеративного типа имеют следующие недостатки: не обеспечивают постоянную температуру подогреваемого теплоносителя (воздуха); на время переключения клапанов прекращается питание агрегата теплом; потери тепла через дымовую трубу; смешение теплоносителей из-за неплотностей; большие размеры и масса регенераторов. Однако, несмотря на недостатки, регенеративные теплообменники широко используются на высокотемпературных агрегатах, так как они могут работать при высокой температуре дымовых газов ($1300 - 1500^{\circ}\text{C}$). При такой высокой температуре рекуператоры не могут работать устойчиво.

Рекуперативный принцип утилизации тепла отходящих газов обеспечивает постоянную температуру подогрева нагреваемого теплоносителя, не требуют переключающие клапана, отсутствует унос тепла в дымовую трубу, меньшая металлоемкость и размеры по сравнению с регенераторами. Основным недостатком рекуператоров является низкая огнестойкость металлических теплообменников и низкая газоплотность керамических рекуператоров, а также утечки через неплотности между двумя сторонами теплоносителей из-за перепада давлений.

К рекуператорам предъявляют следующие требования: обеспечение максимальной степени утилизации тепла дымовых газов с высокой температурой; максимальная компактность конструкции; максимальная интенсивность тепло-

передачи; наименьшее гидравлическое сопротивление; достаточная герметичность.

Рекуператоры изготавливаются из металла и керамических материалов. Керамические рекуператоры более громоздки, занимают много места, однако могут устойчиво работать при высоких температурах 1200 – 1350 °С и обеспечивают подогрев теплоносителя до 800 °С.

Целью расчета рекуператоров является определение размеров теплообменника для обеспечения подогрева необходимого количества нагреваемого теплоносителя (воздуха) до необходимой температуры.

Для утилизации теплоты дымовых газов с температурой 800 – 900 °С часто используются игольчатые рекуператоры, которые собирают из отдельных труб, на которых имеются иглы. Иглы могут быть как на внутренней, так и на наружной стороне трубы.

Иглы увеличивают действительную поверхность нагрева, турбулизируют поток газов, что приводит к существенному увеличению интенсивности теплопередачи и уменьшает габариты теплообменника. Игольчатый рекуператор собирают из отдельных труб с фланцами, соединяемых при помощи болтов. Число ходов рекуператора зависит от температуры подогрева нагреваемого теплоносителя (воздуха). Чаще всего применяются двухходовые рекуператоры с подогревом воздуха до 300 – 400 °С при температурах дымовых газов 800 – 900 °С.

Скорости движения дымовых газов и воздуха принимаются: для металлических рекуператоров скорость движения газов 3 – 5 м/с, скорость воздуха 7 – 10 м/с; для керамических рекуператоров из-за низкой газоплотности скорость газов 0,8 – 1 м/с, скорость воздуха 0,8 – 2 м/с; для игольчатых рекуператоров скорость дымовых газов 5 – 14 м/с, скорость воздуха 6 – 10 м/с, что диктуется гидравлическими сопротивлениями по газовой и воздушной стороне теплообменников.

Регенеративные теплообменники применяются в нагревательных печах. Они представляют собой цилиндрические камеры, заполненные кирпичной многорядной насадкой, выложенные из огнеупорного кирпича. Сначала через регенератор пропускают дымовые газы, а затем в обратном направлении нагретая добела насадка отдает аккумулированное тепло теплоносителю. Переключение осуществляется при помощи клапанов.

Особые требования предъявляют к насадкам регенератора. Они должны обеспечивать эксплуатационные качества, экономичность, минимальное гидравлическое сопротивление, высокую интенсивность теплообмена, строительную устойчивость.

Материал насадки должен обладать огнеупорностью, термостойкостью, сопротивлением к деформациям под нагрузкой при повышенных температурах.

При внешнем использовании высокотемпературных ВЭР дымовых газов применяются котлы-утилизаторы (КУ), предназначенные для получения водяного пара с давлением от 14 до 45 бар и даже 100 бар с температурой пара 300 – 450 °С и даже 550 °С (рис. 2.3).

Исходя из этого котлы-утилизаторы классифицируют по следующим признакам:

1. По температуре отходящих газов на входе в КУ при $750 - 900^{\circ}\text{C}$ низкотемпературные, при температуре $1100 - 1200^{\circ}\text{C}$ высокотемпературные.

Граница температур в 1000°C , разделяющая эти две группы котлов, выбрана по условиям теплоотдачи от газов к стенке трубы. При температурах ниже 900°C преобладает конвективный теплообмен, при температурах выше 1000°C – терморadiационный теплообмен.

2. По способу циркуляции воды КУ делят на котлы с принудительной и с естественной циркуляцией.

3. По конструкции КУ делят на газотрубные, змеевиковые, конвективные и радиационно-конвективные.

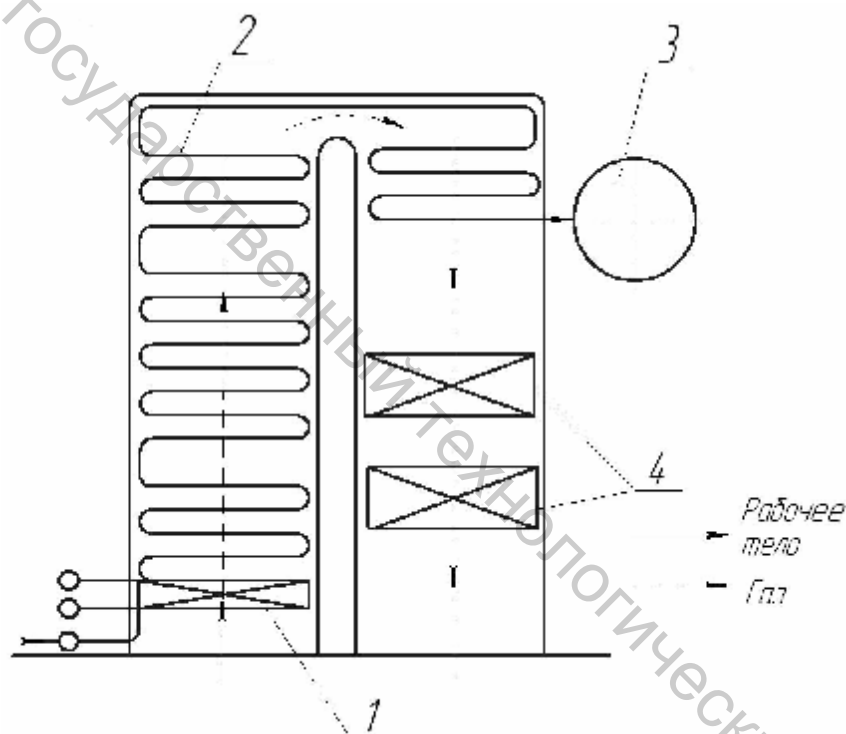


Рисунок 2.3 – Схема котла утилизатора: 1 – парогенератор, 2 – испарительные пакеты, 3 – барабан-сепаратор, 4 – экономайзер

По компоновке бывают П-образные, башенные и горизонтальные.

Газотрубные КУ используются в промышленности строительных материалов (стекловаренные печи, печи обжига керамики, мартеновские печи).

Конвективные КУ устанавливают в нефтеперерабатывающей промышленности, в черной металлургии.

Радиационно-конвективные КУ используют в цветной металлургии за отражательными печами, в химической промышленности.

Все котлы-утилизаторы, в отличие от традиционных паровых котлов, отличаются только тем, что в КУ отсутствует топочная камера, а все остальные испарительные поверхности нагрева (конвективные пучки труб, пароперегрева-

тели, экономайзеры и т.д.) принципиально не отличаются от обычных котлоагрегатов.

В тех случаях, когда используются горючие ВЭР, в котлах-утилизаторах устанавливаются топочное устройство или камеры дожигания.

2.3 Теплообменные аппараты для утилизации низкопотенциальных вторичных энергоресурсов

К низкопотенциальным источникам ВЭР относят различные виды тепловых ВЭР от теплотехнологических аппаратов с температурой менее 300 °С (охлаждающая вода от различных печей, влажный воздух от сушильных установок, водяной пар вторичного вскипания, теплота конденсата греющего пара, теплота «мятого» пара от силовых установок и т.д.).

Низкопотенциальные тепловые ВЭР могут быть использованы в самых разнообразных технологических процессах, а также для теплоснабжения, системах вентиляции, горячего водоснабжения.

Утилизация теплоты низкопотенциальных ВЭР возможна двумя путями: первый предусматривает трансформацию тепла от более высокого уровня теплоносителя ВЭР к более низкому температурному уровню потребителя; второй – трансформация тепла от источника ВЭР с более низкой температурой к более высокому уровню температуры у потребителя.

Первый путь реализуется при помощи теплообменников рекуперативного, регенеративного или смесительного типа, второй основывается на использовании тепловых насосов.

При утилизации низкопотенциальных ВЭР вследствие низких температурных напоров нецелесообразно применять двухступенчатые схемы с промежуточным теплоносителем, так как это приводит к резкому увеличению поверхностей нагрева теплообменников, из-за большого снижения температурного напора в обеих ступенях схемы.

При реализации первого пути использования ВЭР оказываются экономичными теплообменники контактного типа, в которых обеспечивается использование всей теплоты ВЭР, в том числе и теплоты парообразования, если теплоносителем является газ. Особенно экономичны и удобны такие теплообменники для установок при тепловлажностной обработке приточного воздуха в системах вентиляции.

Конструкции контактных теплообменников очень разнообразны и выбираются в зависимости от производительности и назначения.

Например, воздухоподогреватель производительностью по воздуху менее 10000 м³/ч используют для местных отопительно-вентиляционных систем, а более 10000 м³/ч применяют для централизованных отопительно-вентиляционных установок.

В качестве насадочных материалов в контактных теплообменниках используются кольца Рашига (отопительно-вентиляционные агрегаты), роторные насадки в виде скрученной по спирали ленты из белой жести, волнистопараллельная насадка в виде пакета асбоцементных листов толщиной 5,5 мм.

Контактные теплообменники для утилизации низкопотенциальных ВЭР многообразны по конструкции и по назначению. Поэтому необходимо привести перечень наиболее широко применяемых контактных теплоутилизаторов.

Отопительно-вентиляционные системы: отопительно-вентиляционный агрегат (ОВА) (рис. 2.4, а), роторный вентиляционный агрегат (АРВ) (рис. 2.4, б), отопительно-вентиляционный агрегат с волнисто-параллельной насадкой (КВП) (рис. 2.4, в), отопительно-вентиляционный агрегат (ОВА-15) (рис. 2.5), контактно-поверхностный теплоутилизатор (ТКПП – 10) (рис. 2.6), блочный контактный экономайзер (ЭК-БМ) для нагрева воды уходящими газами (рис. 2.7), контактный теплоутилизатор с промежуточным теплообменником (конструкции НИИСТ) (рис. 2.8) для утилизации теплоты отходящих газов и нагрева воды, контактный водонагреватель утилизационный газовый (ВУГ-1) (рис. 2.9).

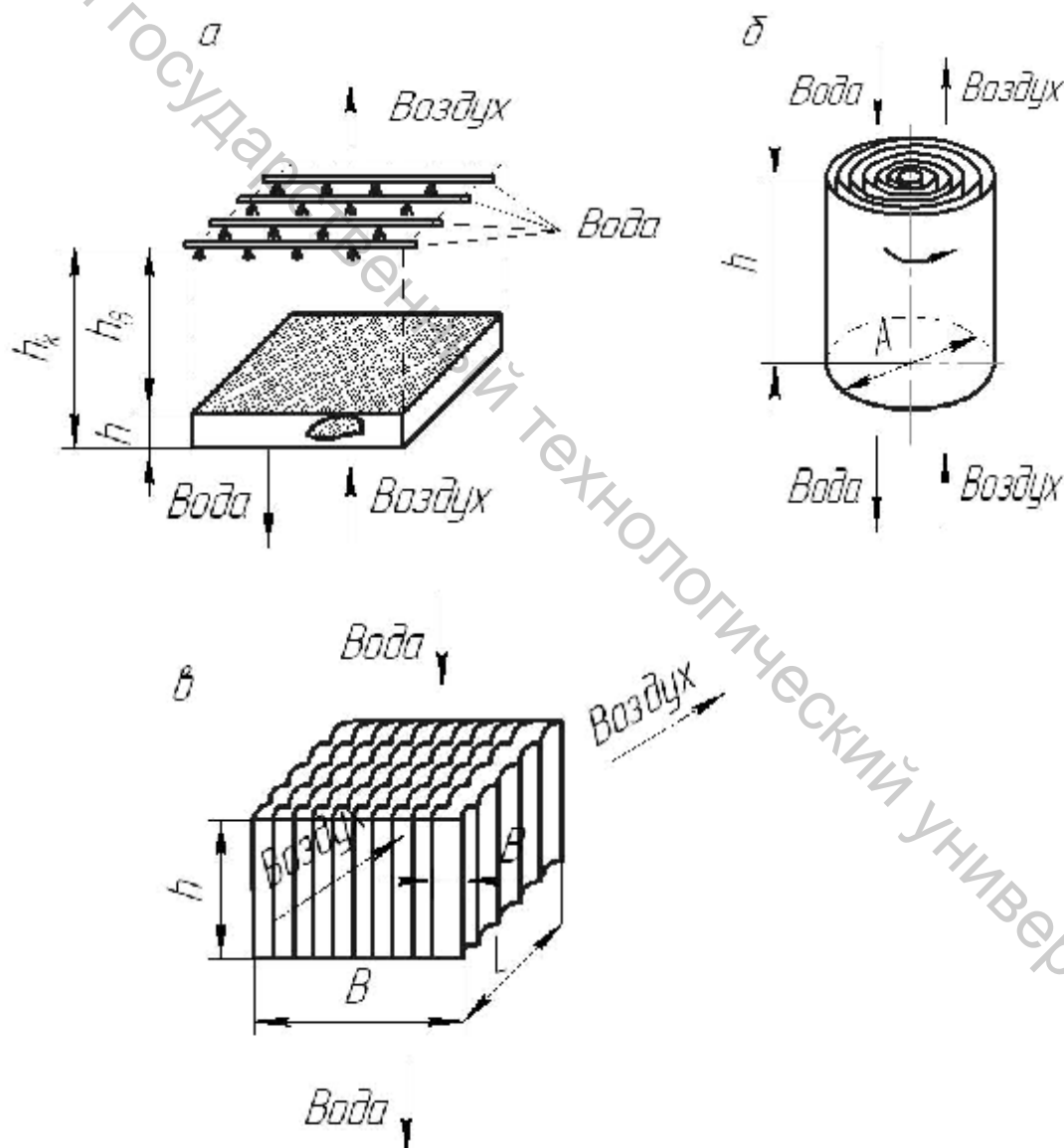


Рисунок 2.4 – Схемы отопительно-вентиляционных агрегатов: а – контактная камера отопительно-вентиляционного агрегата (ОВА); б – роторный вентиляционный агрегат (АРВ), в – контактная камера с волнисто-параллельной насадкой (КВП)

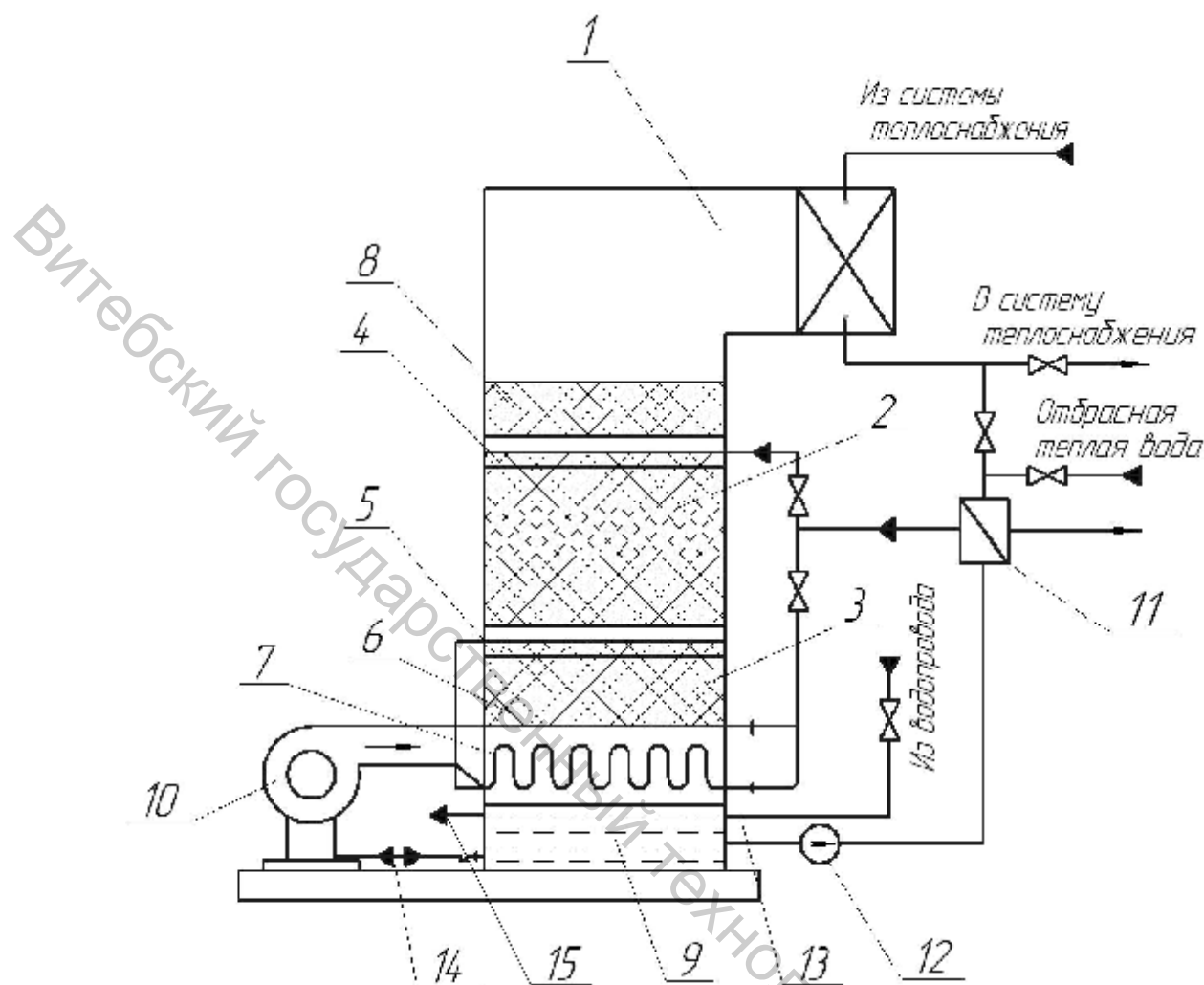


Рисунок 2.5 – Отопительно–вентиляционный агрегат ОВА-15: 1 – калорифер, 2 – ступень промежуточного нагрева, 3 – ступень предварительного нагрева, 4 – водораспределитель, 5 – дополнительный водораспределитель, 6 – опорная решетка, 7 – греющая рубашка, 8 – каплеуловитель, 9 – поддон, 10 – вентилятор, 11 – промежуточный теплообменник, 12 – насос, 13 – патрубок подвода воды, 14 – дренажный патрубок, 15 – переливной патрубок

В текстильной и легкой промышленности применяются регенеративные и смесительные аппараты. В качестве насадки в регенеративных аппаратах используют гофрированную металлическую ленту. Так как в них процесс передачи тепла от горячего теплоносителя к холодному происходит за два периода, то для обеспечения непрерывной подачи теплоносителей в случае неподвижной насадки совмещают два регенеративных аппарата

с двумя перекидными клапанами (рис. 2.10, а, б).

Преимущества и недостатки регенеративных теплообменников подробно рассмотрены выше.

В смесительных теплообменных аппаратах теплообмен осуществляется путем непосредственного смешения теплоносителей. В связи с тем, что в этих аппаратах в теплообмене не участвуют твердые поверхности, интенсивность теплообмена в них значительно выше, чем в поверхностных теплообменниках.

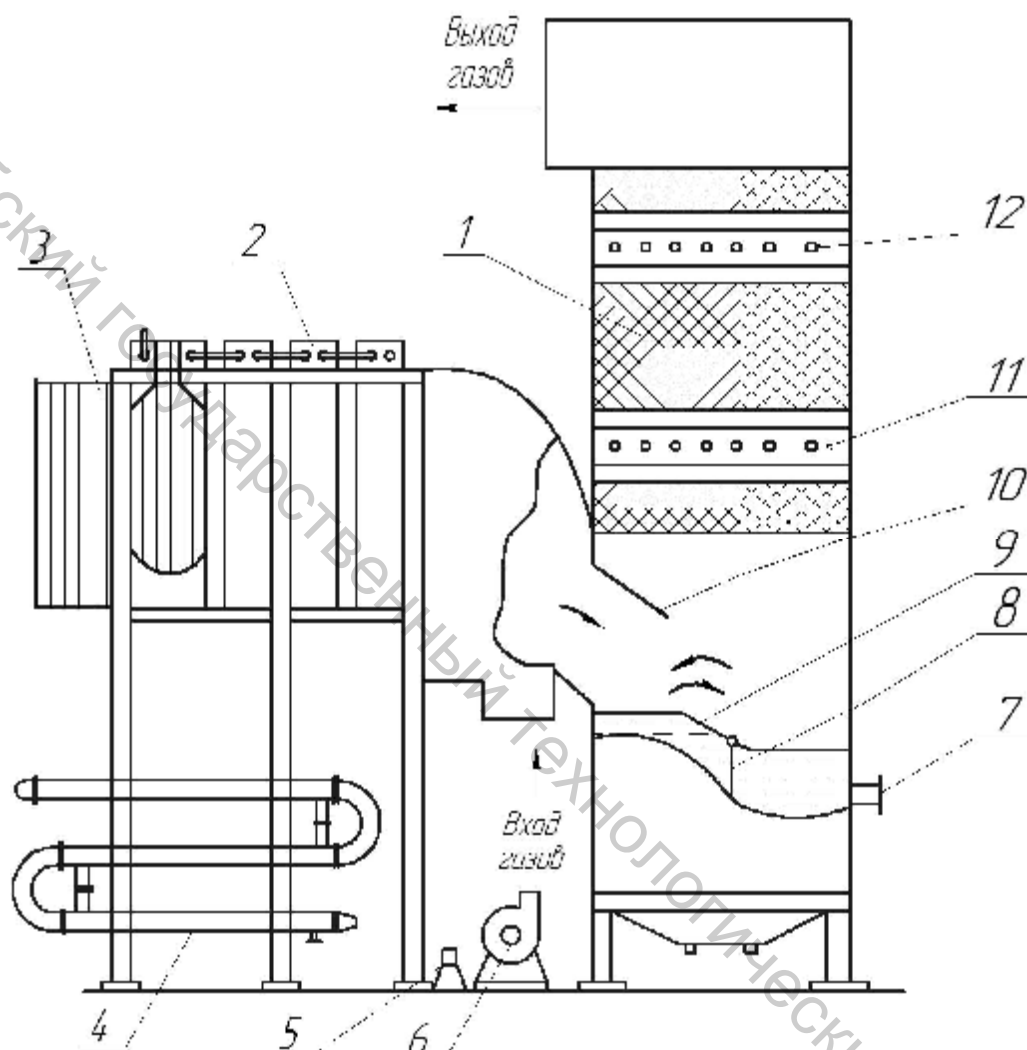


Рисунок 2.6 – Контактно–поверхностный теплоутилизатор ТКЛП-10: 1 – контактная часть, 2 – тепловой модуль, 3 – поворотная камера, 4 – промежуточный теплообменник, 5 – узел очистки, 6 – насос, 7 – патрубок, 8 – перегородка, 9 – заслонка поворотная, 10 – козырек (направляющий), 11 – водораспределитель дополнительный, 12 – водораспределитель основной

По конструкции различают следующие виды смесительных аппаратов (рис. 2.11).

Безнасадочные камеры (колонны), в которых жидкость распыляется форсунками в газовую среду и контакт между жидкостью и газом происходит на поверхности капель жидкости.

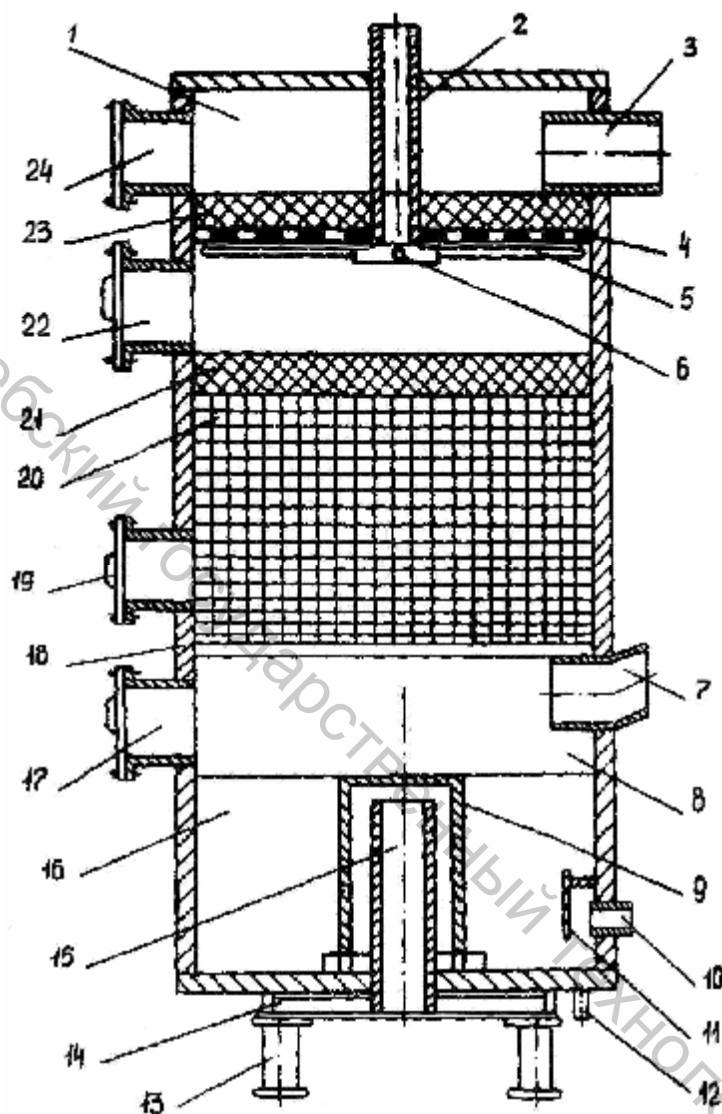


Рисунок 2.7 – Контактный экономайзер ЭК-БМ1:
 1 – верхняя секция, 2 – труба подвода воды к коллектору, 3 – патрубок для отвода газов, 4 – опорная решетка каплеулавливающего насадочного слоя, 5 – оросительные трубы, 6 – коллектор, 7 – патрубок для подвода газов, 8 – средняя секция, 9 – труба гидрозатвора перелива, 10 – патрубок для отвода нагретой воды, 11 – перегородка гидрозатвора отвода воды, 12 – патрубок для продувки и дренажа, 13 – опора, 14 – опорная рама, 15 – переливная труба, 16 – нижняя секция, 17 – люк, 18 – опорная решетка, 19 – люк для выгрузки рабочего насадочного слоя, 20 и 21 – рабочий насадочный слой, 22 – люк для загрузки рабочего насадочного слоя, 23 – каплеулавливающий насадочный слой, 24 – люк-взрывной клапан

Насадочные камеры (колонны) – соприкосновение газа с жидкостью происходит на поверхности пленки жидкости, стекающей по насадке (кольца Рашига, куски кокса, деревянные рейки).

Насадочные аппараты более компактны, чем безнасадочные, но имеют повышенное гидравлическое сопротивление.

Каскадные аппараты имеют внутри корпуса горизонтальные и наклонные полки, жидкость стекает с полки на полку сверху вниз, образуя пленку.

Струйные смесительные аппараты – вода нагревается эжектируемым паром.

Пленочные смешивающие теплообменные аппараты – нагрев воды водяным паром.

Преимущества таких подогревателей по сравнению с поверхностными теплообменниками: простота конструкции, компактность, меньшая металлоемкость.

Пенные аппараты – применяются для улавливания из газов или запыленных потоков плохо смачиваемой пыли.

Применяется барботаж газа через слой жидкости.

Широко применяет-

ся нагрев жидкостей и растворов острым паром барботированием пара через перфорированную трубу (труба с отверстиями). Главным недостатком смесительных аппаратов является загрязнение нагреваемого теплоносителя, преимущество – простота конструкции, компактность.

Наиболее целесообразно в системах утилизации низкопотенциальных тепловых ВЭР применять теплообменники на тепловых трубах, которые обладают рядом уникальных свойств. Возможности применения теплообменников на тепловых трубах определяются их технико-экономическими показателями, стоимостью.

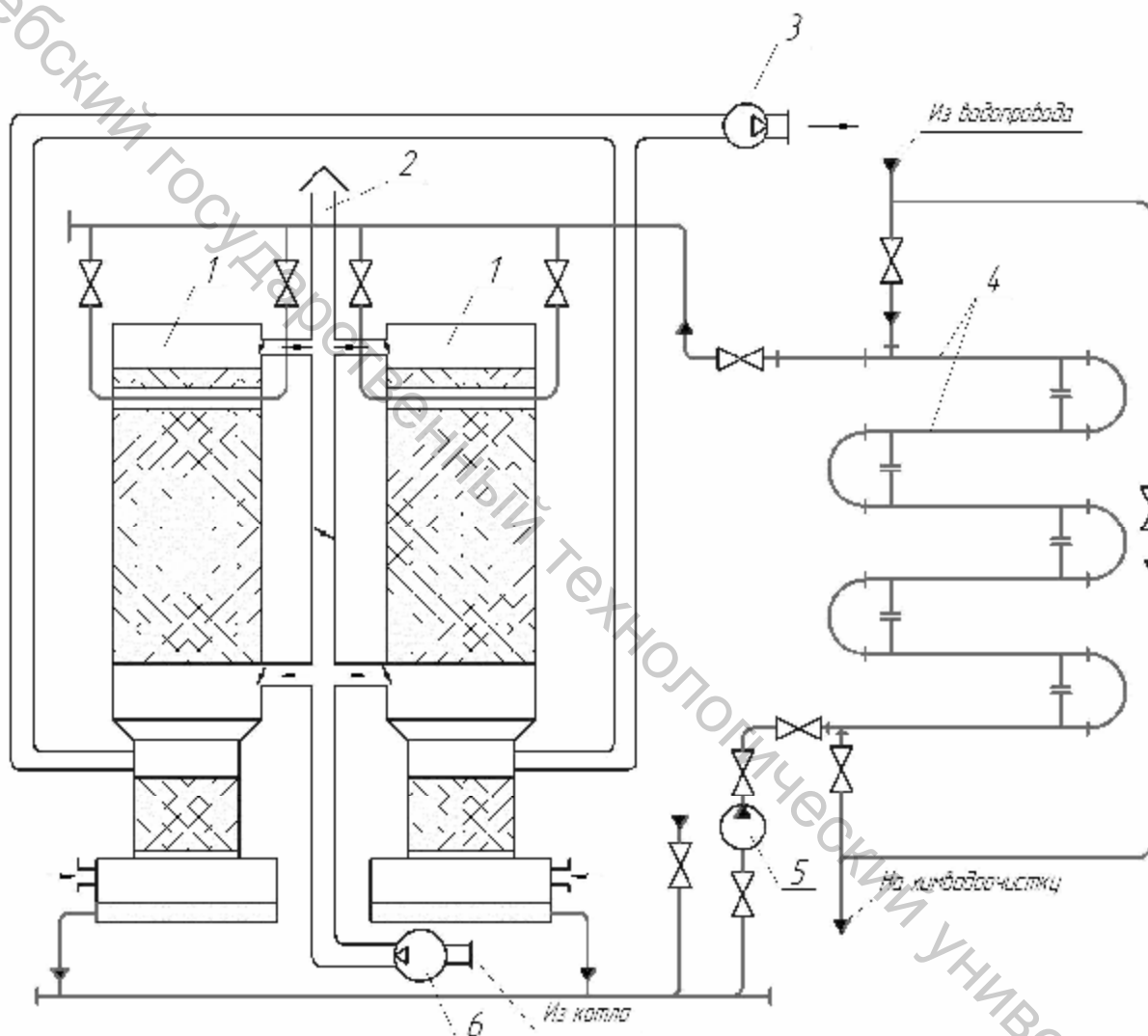


Рисунок 2.8 – Контактный теплоутилизатор с промежуточным теплообменником: 1 – секция, 2 – дымовая труба, 3 – вентилятор. 4 – промежуточный теплообменник, 5 – насос, 6 – дымосос.

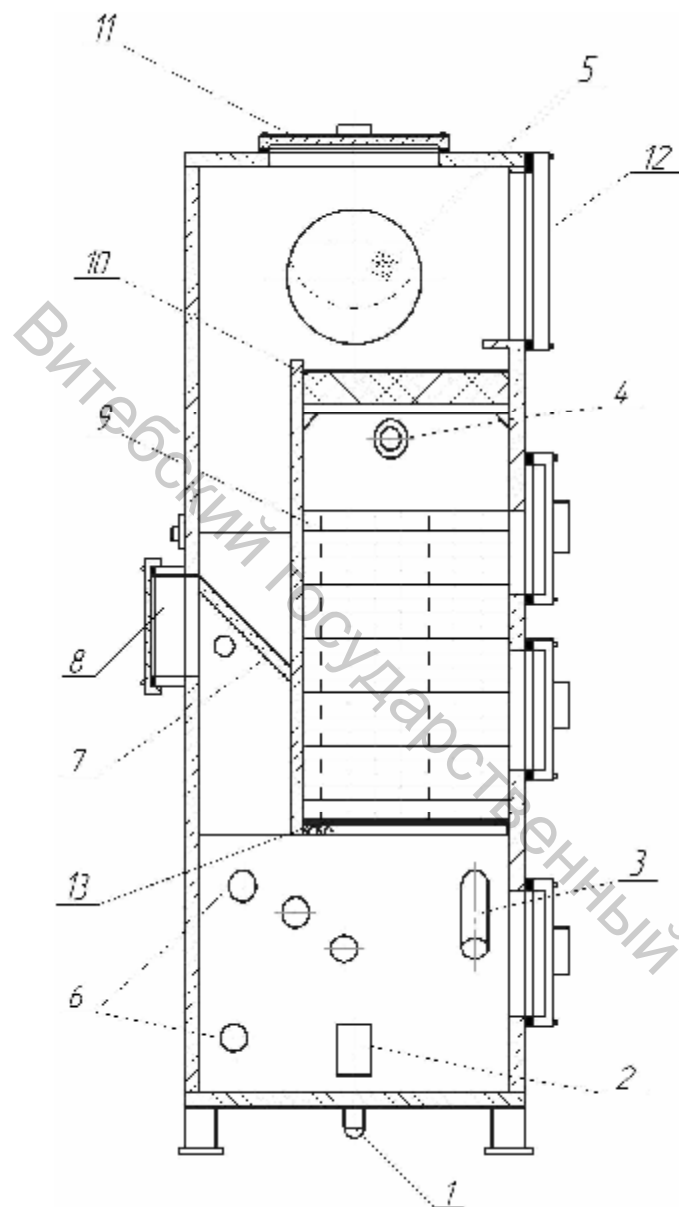


Рисунок 2.9 – Водонагреватель ВУГ-1:

1 – дренажный патрубок, 2 – патрубок для отвода воды, 3 – узел подпитки, 4 – ороситель, 5 – взрывной клапан. 6 – штуцер водоуказательного прибора, 7 – заслонка, 8 – патрубок подвода газов, 9 – рабочий насадной слой, 10 – каплеулавливающий насадочный слой, 11 – люк, 12 – окно отвода газов, 13 – опорная решетка

чили при утилизации низкопотенциальных ВЭР (температурах 50 – 200°C), так как при таких температурах не требуется применения дорогостоящих материалов и теплоносителей.

Тепловая труба (ТТ) (рис. 2.12) – устройство, обладающее очень высокой эффективностью передачи теплоты. Принцип работы: на внутренней стенке трубы укрепляется фитиль, выполненный из тонкой сетки. Труба заполняется небольшим количеством теплоносителя (рабочая жидкость), откачивается воздух и плотно закрывается. Один конец трубы нагревается, что вызывает испарение жидкости и движение пара к холодному концу трубы. Здесь пар конденсируется и возвращается к горячему концу трубы под воздействием капиллярных сил. Чем больше теплота парообразования рабочего теплоносителя, тем больший тепловой поток может передавать тепловая труба даже при малой разности температур на концах трубы. В ТТ различают три участника: зону подвода тепла, или участок испарения, зону переноса тепла (адиабатный участок), зону отвода тепла (участок конденсации).

Теплопередающая способность ТТ может быть очень большой. Так, если в ТТ используется в качестве рабочего вещества литий при температуре 1500 °С, в осевом направлении передается тепловой поток 10 – 20 кВт/см".

В качестве теплоносителей используются ацетон, аммиак, фреоны, вода, цезий, калий, натрий, литий, свинец, различные неорганические соли.

Наибольшее применение теплообменники на тепловых трубах полу-

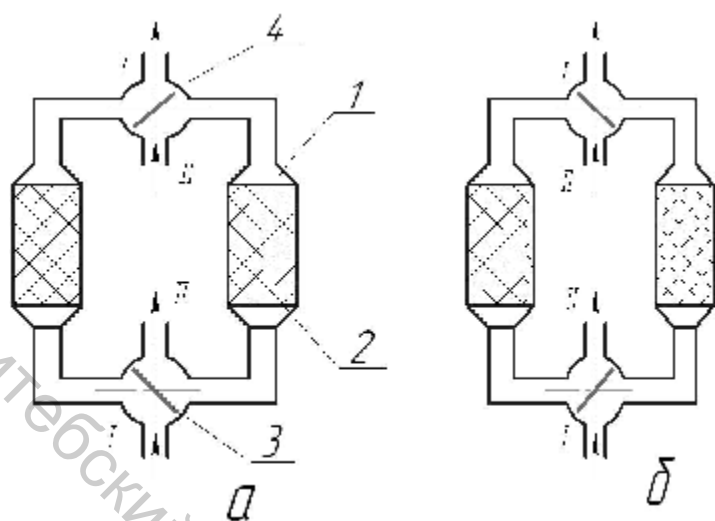


Рисунок 2.10 – Схемы регенеративных теплообменников: а – левый корпус – период нагрева, б – правый – период охлаждения; 1 – корпуса, 2 – насадки, 3 – перекидные клапана, 4 – клапанные коробки

Теплообменники на тепловых трубах (ТТТ) являются разновидностью рекуперативных теплообменников с промежуточным теплоносителем. Для достижения высокой экономичности и невысокой стоимости ТТТ необходимы дешевые конструкции тепловых труб, малые габариты и рабочие вещества с хорошими теплотехническими характеристиками. К таким ТТТ относятся гладкостенные фитильные и центробежные, но могут применяться и другие виды тепловых труб.

Конструктивно ТТТ выполняются из набора ТТТ. В зависимости от агрегатного состояния теплоносителя ТТТ разделяются на три типа: 1) газ – газ (воздух – воздух); 2) газ – жидкость; 3) жидкость – жидкость.

ТТТ первого типа применяются в качестве воздухоподогревателей для промышленных агрегатов, в системах отопления и вентиляции, в утилизаторах животноводческих ферм.

ТТТ второго типа используются в условиях, исключающих взаимодействие газа и жидкости. Эти ТТТ применяются как конденсаторы, нагреватели и охладители жидкостей.

ТТТ третьего типа используются в химической промышленности, в атомной энергетике, когда исключается взаимодействия между теплоотдающей и тепловоспринимающей жидкостями в широком диапазоне изменения давлений и температур.

Использование ТТТ для утилизации ВЭР дает возможность не только повысить тепловую эффективность энергетических установок, но и уменьшить загрязнение окружающей среды. Фактором, препятствующим более широкому использованию ТТТ в промышленности, является их стоимость, значительно большая, чем стоимость рекуперативных теплообменников.

В настоящее время вопросы использования низкотемпературных источников тепла для отопления, горячего водоснабжения нагрева воды для технологических нужд наиболее успешно решаются с помощью тепловых насосов (ТНУ).

Наибольшее распространение получили компрессионные теплонасосные установки (рис. 2.13).

Рабочими телами в ТНУ служат фреоны – вещества, имеющие низкую температуру кипения при давлениях, близких к атмосферному.

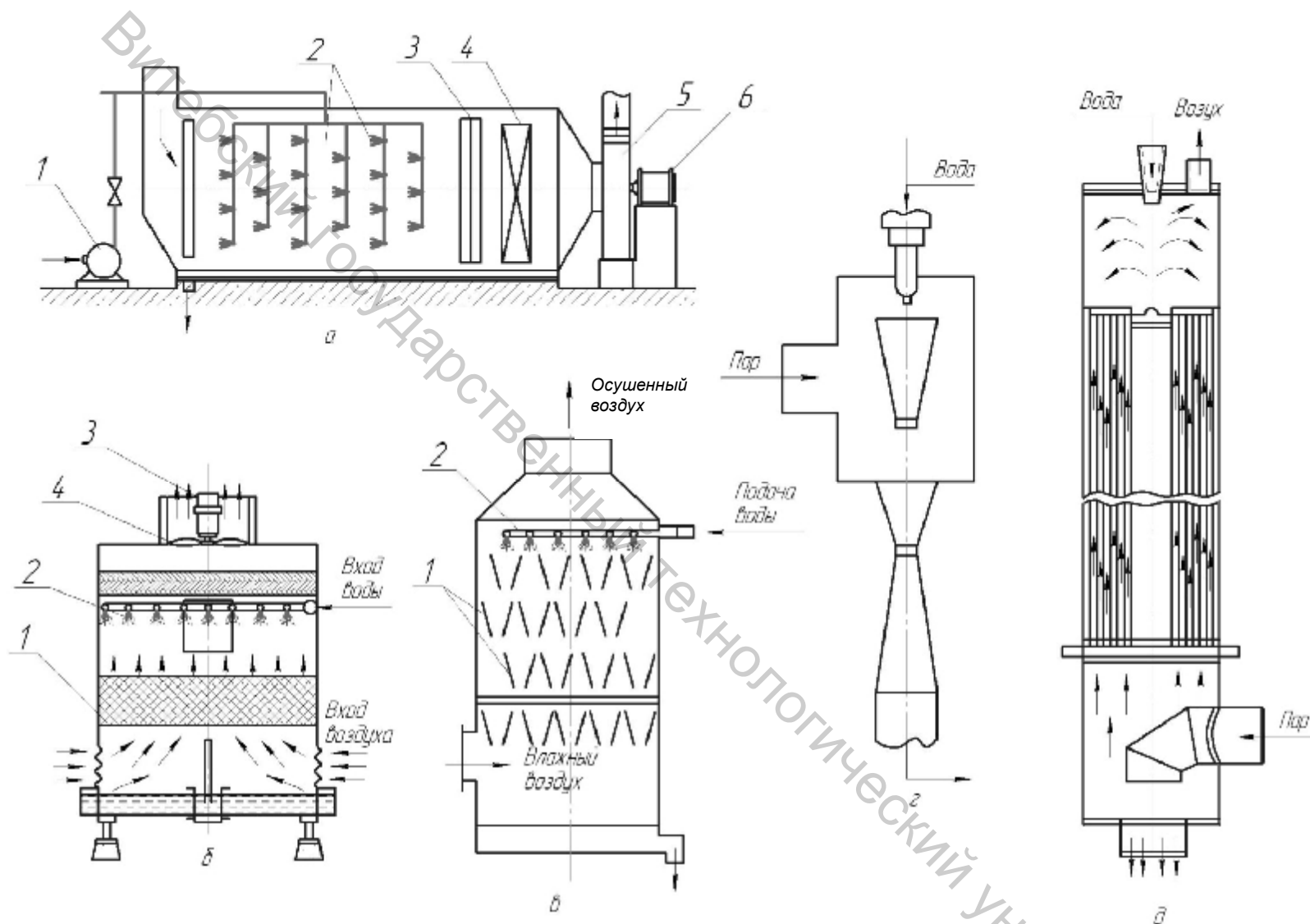


Рисунок 2.11 – Типы смесительных теплообменников:

а – безнасадочный с форсунками: 1 – насос, 2 – форсунка, 3 – иллюминаторы-сепараторы влаги, 4 – подогреватель, 5 – центробежный вентилятор, 6 – электродвигатель; б – насадочный: 1 – насадка, 2 – распределительная труба, 3 – электродвигатель, 4 – осевой вентилятор; в – каскадный: 1 – каскады, 2 – распределительная труба; г – струйный; д – пленочный

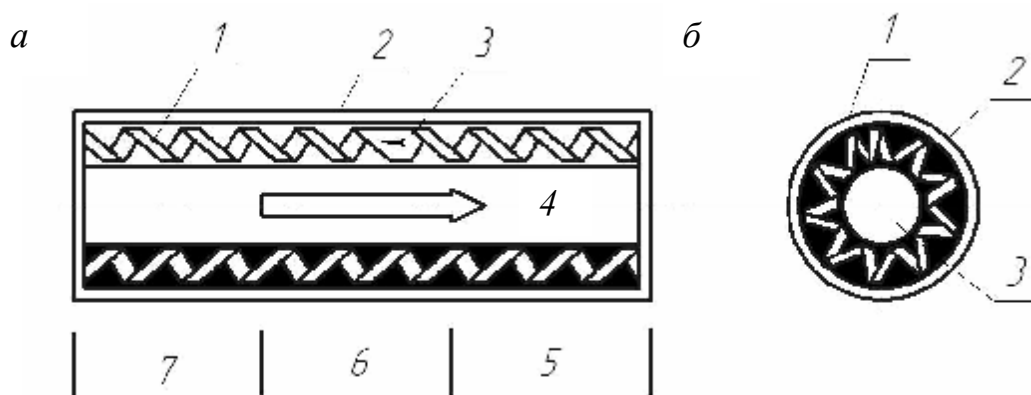


Рисунок 2.12 – Схема тепловой трубы: а – продольный разрез: 1 – фитиль, 2 – стенка трубы, 3 – возврат жидкости по фитилю, 4 – пар, 5 – участок конденсации, 6 – адиабатный участок, 7 – участок испарения; б – поперечное сечение: 1 – стенка, 2 – фитиль, 3 – паровое пространство

Коэффициент преобразования тепла $\phi = Q_1/N_2$ при температурах сточных вод или воздуха от вентиляционных систем 20 – 50 °С может быть 3 – 6, а тепловая мощность составлять 50 – 5000 кВт. При затрате электрической мощности 1 кВт потребителю подается через конденсатор тепловая мощность в 3 – 6 кВт. Минимальные значения коэффициента преобразования тепла, при котором достигается экономия энергии 2,3 при электроснабжении от КЭС и 2,8 – от ТЭЦ.

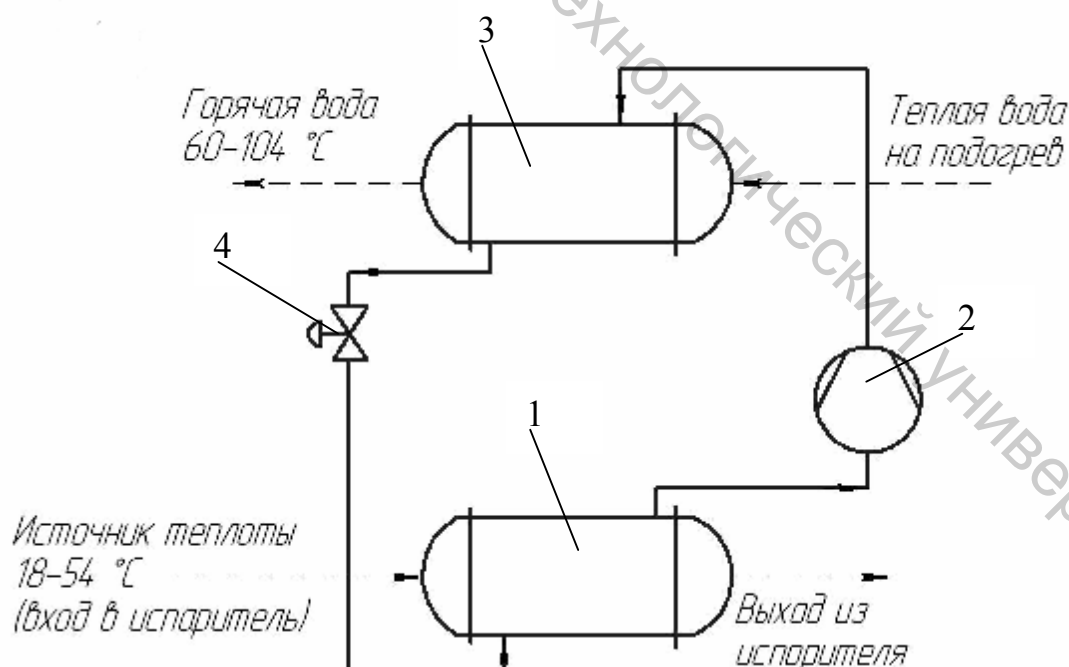


Рисунок 2.13 – Схема теплового насоса для утилизации низкопотенциальной теплоты промышленных сточных вод: 1 – испаритель, 2 – компрессор, 3 – конденсатор, 4 – дроссель

Тепловые насосы предназначены для утилизации низкотемпературных ВЭР с температурой 20 – 50 °С, с подачей горячей воды 60 – 100 °С.

Экономическая эффективность использования ТНУ зависит не только от технического совершенства насосов, но и от соотношения цен (тарифов) на электрическую и тепловую энергию. Существует критическое соотношение цен, при котором использование ТНУ становится невыгодным. Годовой фонд времени ТНУ должен быть более 3000 часов.

Схемы использования ТНУ для утилизации низкотемпературных ВЭР настолько разнообразны, что рассматривать их даже в ограниченном объеме невозможно.

В странах Западной Европы, Японии, США, Канады серийно выпускаются теплонасосные станции (ТНС) миллионами экземпляров различного назначения и тепловой мощности, которые широко используются в качестве индивидуальных систем обогрева жилых домов, отдельно стоящих зданий.

2.4 Контрольные вопросы

1. Какую роль играют теплообменные аппараты в энергосбережении?
2. Назовите основные типы теплообменных аппаратов для утилизации теплоты низкотемпературных и высокотемпературных ВЭР?
3. Назовите основные тепловые ВЭР текстильной промышленности.
4. Объясните принцип работы компрессионного теплового насоса и тепловой трубы.
5. Приведите примеры использования тепловых ВЭР.
6. Назовите основные схемы использования конденсата пара.
7. Какие виды теплообменников используются в системах утилизации ВЭР?
8. Назовите основные трудности при утилизации теплоты сбросных растворов и паровоздушной смеси.
9. Какие основные требования предъявляются к теплоносителям и чем они обусловлены?
10. Какие теплоносители используются в текстильной промышленности? Их преимущества и недостатки.
11. Какие факторы влияют на выбор типа теплообменного аппарата для утилизации ВЭР?
12. Назовите основные теплотехнические установки-источники теплоты сбросных растворов и паровоздушной смеси.
13. Назовите основные преимущества и недостатки обогрева жидкости «глухим» и «острым» пиром.
14. Назовите основные преимущества и недостатки смесительных теплообменных аппаратов. Какова область их применения?
15. Назовите основные преимущества и недостатки регенеративных теплообменных аппаратов.
16. Назовите основные преимущества и недостатки горячей воды и водяного пара как теплоносителей.

3 КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ И ВОПРОСЫ

3.1 Контрольные задачи

Исходные данные для решения контрольных задач выбрать по соответствующим номерам задач из таблиц главы 3.2.

Задача 1

Определить тепловой поток через стены здания общей поверхностью $F(\text{м}^2)$ для трех вариантов:

1. Стена бетонная толщиной $\delta = 300\text{мм}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{б}} = 1 (\text{Вт/м}\cdot\text{град})$.

2. Стена кирпичная толщиной $\delta = 300\text{ мм}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{к}} = 0,7 (\text{Вт/м}\cdot\text{град})$.

3. Стена кирпичная, между слоями кирпичной кладки с толщиной каждого слоя $\delta = 150\text{ мм}$ установлена прокладка пенопласта толщиной $\delta_{\text{п}} = 50\text{ мм}$ с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{п}} = 0,05 (\text{Вт/м}\cdot\text{град})$.

Температуры на внутренней и внешней поверхностях стен соответственно равны $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{н}}$ ($^{\circ}\text{C}$). Рассчитать снижение потерь тепла через стены здания по сравнению с комбинированной стеной и определить экономию условного топлива, если продолжительность отопительного сезона $\tau = 4600$ часов.

Задача 2

Определить, как изменяются тепловые потери через оконные проемы зданий общей поверхностью проемов $F(\text{м}^2)$ для вариантов:

1. Оконные проемы заполнены рамами с двойным остеклением из обычного стекла с термическим сопротивлением $R_1 = 0,2 (\text{м}^2\cdot\text{град/Вт})$.

2. Оконные проемы заполнены стеклопакетами из двух обычных стекол с термическим сопротивлением $R_2 = 0,6 (\text{м}^2\cdot\text{град/Вт})$.

3. Оконные проемы заполнены стеклопакетами с тройным остеклением со специальным покрытием с заполнением межстекольного пространства газом (аргоном или криптоном) с термическим сопротивлением $R_3 = 1,8 (\text{м}^2\cdot\text{град/Вт})$. Температуры на внутренней и внешней поверхностях окон соответственно равны $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{н}}$ ($^{\circ}\text{C}$).

Рассчитать, во сколько раз уменьшатся потери тепла через оконные проемы по сравнению с первым вариантом, и определить экономию условного топлива за сезон отопления, $\tau = 4600$ часов.

Задача 3

Определить расход тепла на отопление здания и рассчитать экономию условного топлива за отопительный сезон, если полный наружный строительный объем здания $V_{\text{н}}$ (м^3), наружная температура $t_{\text{н}}$, $^{\circ}\text{C}$, внутренняя $t_{\text{вн}}$, $^{\circ}\text{C}$. Удельная отопительная характеристика здания при $t_{\text{н}} = -30^{\circ}\text{C}$ определяется

$$q_0^1 = a/\sqrt[6]{V_{\text{н}}}$$

где a – постоянный коэффициент

1) для кирпичных зданий с толщиной стен в 2,5 кирпича с двойным остеклением окон $a = 1,9$.

1а) с остеклением из стеклопакетов $a = 1,3$.

2) для блочных зданий с двойным остеклением $a = 2,6$.

2а) с остеклением из стеклопакетов $a = 2,2$.

Экономию условного топлива рассчитать только между вариантами 2 и 1а ($a = 2,6$ и $a = 1,3$). Продолжительность отопительного сезона 7 месяцев.

Задача 4

Определить возможную выработку тепла в утилизационной установке за счет использования ВЭР от сушильных машин и рассчитать экономию условного топлива от утилизации тепла, если действительный фонд времени работы сушильных аппаратов τ , (ч). Объемный выход ВЭР в виде тепла паровоздушной смеси в V ($\text{м}^3/\text{ч}$), температура смеси $t_1' = 120^\circ\text{C}$, коэффициент несоответствия режима работы основного и утилизационного оборудования β , температура паровоздушной смеси на выходе из теплообменника-утилизатора равна $t_1'' = 60^\circ\text{C}$. В газовой водяном теплообменнике-утилизаторе подогревается вода для горячего водоснабжения и технологических нужд. Температура воды на входе $t_2' = 15^\circ\text{C}$, на выходе $t_2'' = 45^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи равен K ($\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{град}$). Определить также массовый расход горячей воды и поверхность нагрева утилизатора тепла, принимая движение теплоносителей противоточным, КПД аппарата $\eta = 0,95$. Теплоемкость смеси принять $c_p = 1$ ($\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{град}$), плотность $\rho = 1$ ($\text{кг}/\text{м}^3$). Рассчитать годовые приведенные затраты и срок окупаемости капиталовложений. Капиталовложения в установку равны K (у.е.), нормативный коэффициент эффективности капиталовложений $E_n = 0,15$, годовые эксплуатационные расходы (издержки) $C_{\text{экс}}$ (у.е.).

Задача 5

Конденсат «глухого» пара от теплотехнологических аппаратов, использующих водяной пар как теплоноситель в количестве M_k ($\text{т}/\text{ч}$), поступает в закрытый теплоизолированный конденсатносборный бак с температурой t_1' , $^\circ\text{C}$. Возврат конденсата в котельную производится с температурой $t_1'' = 80^\circ\text{C}$. Определить возможный выход ВЭР от утилизации тепла конденсата в утилизационном газовой водяном теплообменнике для подогрева воды. Температура воды на входе в теплообменник-утилизатор t_2' , $^\circ\text{C}$, на выходе t_2'' , $^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи K ($\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{град}$). Рассчитать экономию условного топлива от использования ВЭР, если КПД, учитывающий потери тепла теплообменником и на тракте между источником ВЭР и потребителем, равен $\eta_{\text{yt}} = 0,92$, действительный фонд времени работы основного оборудования τ (ч), коэффициент несоот-

ветствия режима и числа часов работы основного и утилизационного оборудования равен β .

Определить массовый расход горячей воды, поверхность нагрева водоводяного теплообменника-утилизатора, годовые приведенные затраты и срок окупаемости капиталовложений. Капитальные вложения в установку, включая затраты на проектные, строительные работы, оборудование и монтаж равны, K (у.е.), нормативный коэффициент капиталовложений $E_n = 0,15$, годовые эксплуатационные расходы (издержки) $C_{\text{экс}}$ (у.е.).

Задача 6

Термические и нагревательные печи машиностроительного завода образуют высокотемпературные тепловые ВЭР в виде тепла отходящих дымовых газов с объемным расходом V (м³/ч) и температурой t_1' , °С на выходе из огнетехнических агрегатов.

Для использования тепла дымовых газов установлен котел-утилизатор (рис. 3.1) для выработки насыщенного пара с давлением $p = 10$ бар и горячей воды на технологические нужды. Коэффициент теплопередачи от газов к испарительной системе равен K_1 (Вт/м²·град), температура питательной воды из нагревательной системы экономайзера $t_2'' = 110^\circ\text{C}$, на входе в экономайзер t_2' , °С. Температура газов на выходе из испарительной системы и на входе в экономайзер $t_1'' = t_{\text{эк}}'$, °С, на выходе из экономайзера $t_{\text{эк}}'' = 135^\circ\text{C}$, с выбросом уходящих газов в атмосферу. КПД котла-утилизатора $\eta_k = 0,85$, коэффициент теплопередачи для конвективной системы экономайзера K_2 (Вт/м²·град) Экономайзер работает по схеме противотока. Средняя плотность дымовых газов по тракту котла принимается $\rho_r = 0,45$ (кг/м³), средняя теплоемкость газов $c_p = 1,22$ (кДж/кг·град). Определить возможную выработку тепловой энергии в утилизационной установке за счет использования ВЭР дымовых газов, экономию условного топлива, поверхность нагрева испарительной системы и экономайзера, паропроизводительность котла, производительность экономайзера на систему теплоснабжения.

Рассчитать приведенные годовые затраты использования ВЭР и срок окупаемости капиталовложений. Капитальные вложения, включая затраты на строительные, монтажные работы и оборудование, равны K (у.е.), нормативный коэффициент капиталовложений $E_n = 0,15$, годовые эксплуатационные расходы $C_{\text{экс}}$ (у.е.), действительный фонд времени работы основного оборудования τ , (г), коэффициент несоответствия режима и числа часов работы основного и утилизационного оборудования β .

Задача 7

По трубе диаметром d_1/d_2 (мм) движется насыщенный водяной пар с температурой t_n °С. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду паропровод необходимо теплоизолировать.

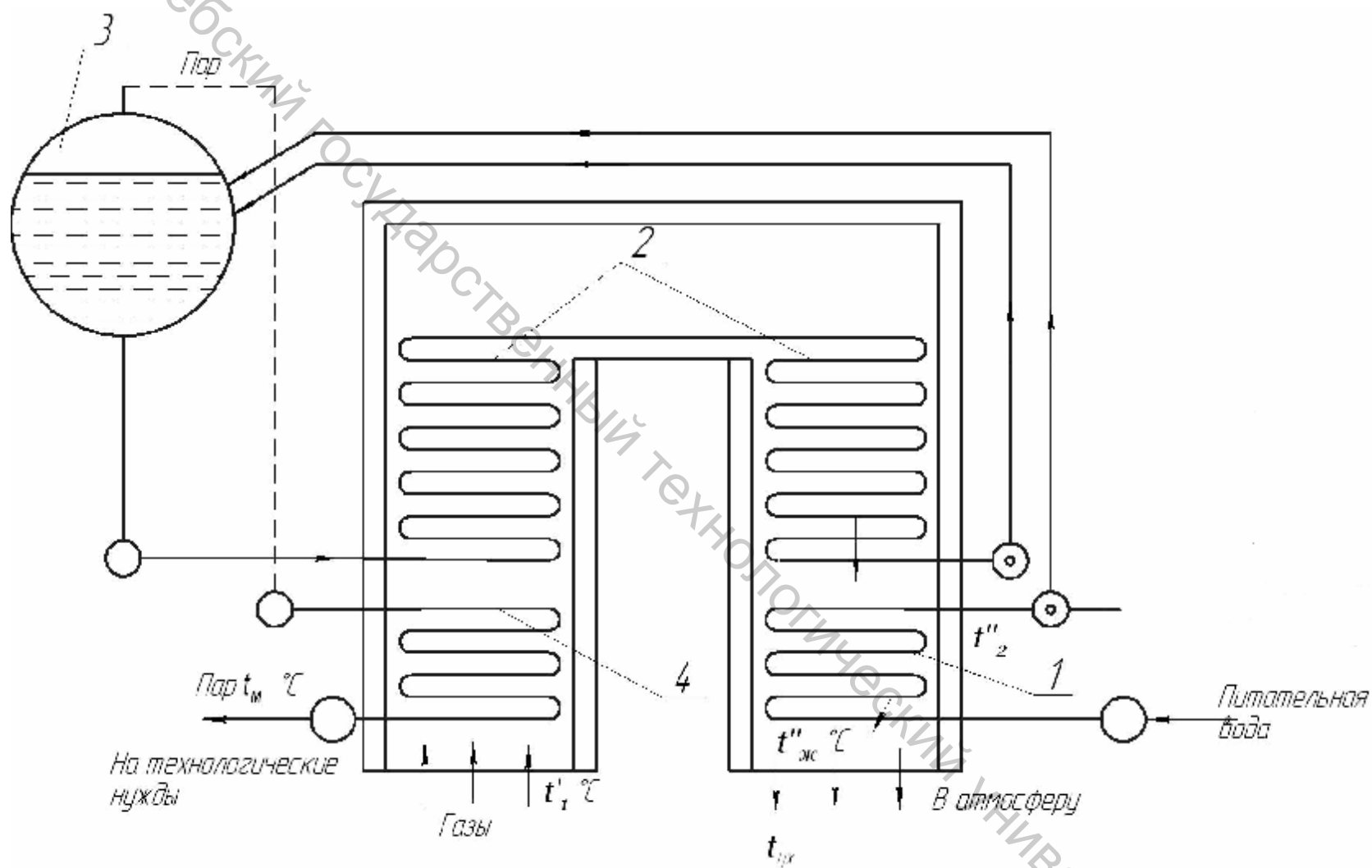


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема котла-утилизатора:

1 – водяной экономайзер, 2 – испарительная поверхность котла, 3 – барабан котла, 4 – пароперегреватель

Определить критический диаметр изоляции и установить, целесообразно ли для изоляции трубы использовать асбест с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ас} = 0,15$ (Вт/м·град), если коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляции в окружающую среду равен α_2 (Вт/м²·град). Выбрать тепловую изоляцию с необходимым коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}$, чтобы потери тепла в окружающую среду не превышали 6÷8 % от потерь тепла неизолированного трубопровода. Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубы $\alpha_1 = 300$ (Вт/м²·град), коэффициент теплопроводности стальной трубы $\lambda_{ст} = 50$ (Вт/м²·град). Температура окружающей среды t_0 °С. При расчетах потерь тепла от поверхности неизолированного трубопровода принять температуру наружной поверхности равной t_n °С. Расчет провести для одного погонного метра трубы. Определить температуру на поверхности изоляции при условии $t_{из} < 50$ °С. Толщину тепловой изоляции выбирать из условия $\delta_{из} \approx 0,5d_2$.

Задача 8

Определить потери тепла теплопроводом теплофикационной системы при четырех способах прокладки, если длина теплопровода l (м), наружный диаметр d_2 (мм), температура сетевой воды в прямой магистрали $t_1 = 120$ °С, скорость движения воды W_B (м/с), толщина стенки трубы $\delta_{ст} = 5$ мм.

1. Теплопровод не изолирован, надземной прокладки на открытом воздухе. Температура воздуха $t_0 = 0$ °С, средняя скорость ветра $W = 2$ (м/с).

2. Теплопровод надземной прокладки, с тепловой изоляцией с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}$ (Вт/м·град) и толщиной (мм). Температура наружной поверхности изоляции не более $\delta_{из} < 50$ °С, скорость ветра $W = 3$ (м/с).

3. Теплопровод не изолирован, подземной бесканальной прокладки, проложенный в сухом грунте на глубине заложения $h = 2$ м с коэффициентом теплопроводности грунта $\lambda_{гр}$ (Вт/м·град). Естественная температура грунта на отметке оси теплопровода $t_0 = +5$ °С.

4. Теплопровод подземной бесканальной прокладки, теплоизолирован изоляцией с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}$ (Вт/м·град), толщиной $\delta_{из}$ (мм).

Действительный фонд времени работы теплопровода $\tau = 4800$ часов. Определить, во сколько раз снижаются потери тепла для варианта 1,2 – надземной прокладки теплопровода на открытом воздухе; для вариантов 3,4 – подземной бесканальной прокладки теплопровода; для варианта 4 по сравнению с вариантом 2.

Для варианта 2 и 4 определить падение температуры теплоносителя по длине теплопровода, экономию условного топлива за счет снижения потерь тепла между вариантами 4 и 2 и эффективность тепловой изоляции.

Коэффициент местных потерь принимается:

1. При надземной прокладке $\beta = 0,25$.

2. При бесканальной подземной прокладке $\beta = 0,15$.

Задача 9

Определить потери тепла путем излучения с поверхности стального неизолированного трубопровода наружным диаметром d_2 (мм) с толщиной стенки трубы δ (мм) и длиной l (м), если температура наружной поверхности трубы $t_1 = 300^\circ\text{C}$, температура окружающей среды $t_0^\circ\text{C}$. Степень черноты стали $\varepsilon = 0,8$. Потери тепла конвективным теплообменом от поверхности неизолированного трубопровода принять равными $q_{1к} = 100$ (Вт/м). Определить, во сколько раз уменьшатся потери тепла, если трубопровод покрыть тепловой изоляцией из плотной набивной стекловаты с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из} = 0,05$ (Вт/м·град) и толщиной $\delta_{из}$ (мм). Температура наружной поверхности слоя изоляции не более $t_{из} < 50^\circ\text{C}$. Потерями тепла излучением от поверхности изолированного трубопровода пренебречь. Рассчитать годовую экономию условного топлива. Фонд рабочего времени 7000 часов.

Задача 10

По трубопроводу диаметром d_1/d_2 (мм) с коэффициентом теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 50$ (Вт/м·град), с тепловой изоляцией из торфофасонных плит с коэффициентом теплопроводности $\lambda_t = 0,08$ (Вт/м·град) и толщиной $\delta_{из}$ (мм), протекает насыщенный водяной пар давлением p (бар). Определить потерю тепла (в кг пара) участком трубопровода длиной l (м) и температуру наружной поверхности изоляции $t_{из}^\circ\text{C}$ за время работы паропровода τ , (час).

Коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке $\alpha_1 = 200$ (Вт/м²·град) и от внешней поверхности изоляции в окружающую среду $\alpha_2 = 8$ (Вт/м²·град). Температура окружающего воздуха равна $t_0^\circ\text{C}$. Решить задачу для случая тепловой изоляции из минеральной ваты (плотная набивка) с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из} = 0,045$ (Вт/м·град) и определить экономический эффект за счет замены изоляции, выраженный в кг пара и в экономии условного топлива за заданный фонд времени τ .

Задача 11

Определить экономию условного топлива при использовании теплонасосной установки для отопления вместо котельной. Тепловая нагрузка отопительной системы Q (кВт) при температуре воды в подающем трубопроводе $t_1^\circ\text{C}$. Коэффициент преобразования тепла μ . КПД электросетей η_c ; КПД котельной η_k ; удельный расход условного топлива на 1 кВт·час электроэнергии, вырабатываемой на электростанции $w_э$ (кг/кВт·ч). Продолжительность отопительного сезона $\tau = 4800$ ч.

Задача 12

Одним из важнейших способов совершенствования теплоснабжения является децентрализация сети теплоснабжения городов и уменьшения потерь тепла в тепловых сетях за счет полного отказа от наружных тепловых сетей, сокращения их протяженности и строительства местных котельных. Необходимо определить, при каких условиях централизованное теплоснабжение от районной ко-

тельной, работающей на природном газе, целесообразно заменить теплоснабжением от местной котельной при теплоснабжении от которой тепловые сети отсутствуют. Тепловая нагрузка при теплоснабжении жилого массива равна Q (Гкал/ч), КПД тепловых сетей η_c , КПД районной котельной $\eta_{рк}$, КПД местной котельной $\eta_{м.к}$, теплота сгорания природного газа $Q_r = 35$ (МДж/м³), плотность природного газа $\rho_r = 0,72$ кг/м³, теплота сгорания каменного угля $Q_n^p = 17,5$ (МДж/кг), теплота сгорания мазута $Q_n^p = 39$ (МДж/кг). Определить удельные расходы условного и натурального топлива на ед. отпущенного тепла (кг/ГДж), расходы натурального и условного топлива при теплоснабжении от районной и местной котельной. Выбрать наиболее энергосберегающий вариант теплоснабжения жилого массива и рассчитать для данного варианта экономию условного топлива. Ответить на вопрос: при каких условиях теплоснабжение от местных котельных становится экономически более выгодным, чем централизованное теплоснабжение с развитой, сложной и протяженной системой тепловых сетей?

Задача 13

Рассчитать тепловую отопительную нагрузку трехэтажного здания и выбрать необходимое число секций чугунного секционного радиатора с поверхностью нагрева одной секции $F_c = 0,25$ (м²), с коэффициентом теплопередачи через стенку радиатора K (Вт/м²·град), с температурой горячей воды в радиаторе $t_1 = 70^\circ\text{C}$. Масса воды в одной секции радиатора $m = 1,6$ (кг), диаметр труб $d_{тр} = 20$ (мм), скорость воды в трубах W (м/с). Наружный строительный объем здания V_n (м³), удельная отопительная характеристика здания q_0 (Вт/м³·град) температура наружного воздуха t_n , °C, температура воздуха в квартирах $t_{вн} = 20^\circ\text{C}$. Здание кирпичное с толщиной стен в 2,5 кирпича с двойным остеклением оконных проемов стеклопакетами.

Определить экономию условного топлива, если отопление здания от котельной с $\eta_k = 0,76$ и КПД тепловых сетей η_c , замещается отоплением тепловым насосом (ТНУ) с коэффициентом преобразования тепла $\mu = 3,9$, КПД электросетей $\eta_{эс} = 0,96$.

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии на электростанции (КЭС) для привода компрессора ТНУ $v_{эс} = 0,38$ (кг/кВт·ч).

Продолжительность отопительного сезона $\tau = 4800$ часов. Рассчитать экономический эффект от установки ТНУ и срок окупаемости установки, если цена 1 т условного топлива – 120 у.е., а стоимость ТНУ с монтажными работами $K = 70000$ у.е.

Задача 14

В газоздушном теплообменнике дымовыми газами с объемным расходом V м³/ч и соответствующим коэффициентом оребрения со стороны газов, подогревается воздух для отопления производственного здания.

Температура газов на входе в аппарат t_1' , °C, на выходе t_1'' , °C, температура подогреваемого воздуха на входе t_2' , °C, на выходе t_2'' , °C, коэффициенты теплообмена от газов к стенке α_1 (Вт/м²·град), от стенки к воздуху α_2 (Вт/м²·град). Среднеобъемная теплоемкость дымовых газов $c_g' = 1,86$ (кДж/м²·град), воздуха $c_a' = 1,34$ (кДж/м²·град).

Теплообменник изготовлен из стальных труб толщиной стенки ($\delta = 3$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ст} = 50$ (Вт/м·град). Теплообменный аппарат может работать по схеме прямотока и противотока. Определить расход подогреваемого воздуха, поверхность нагрева теплообменника F (м²) для обеих схем движения теплоносителей и рассчитать дополнительное количество тепла, которое можно было бы передать в отопительную систему при противотоке за счет ΔF (м²). Действительный фонд работы теплообменника в год τ (ч). Найти экономию условного топлива.

Задача 15

Определить потери тепла жилым зданием общей поверхностью стен F (м²) и удельные потери с 1 м² (кВт·ч/м²) за отопительный период $\tau = 4600$ часов для следующих вариантов типов строений:

1) стена здания бетонная, толщиной $\delta_{бет} = 350$ мм, коэффициент теплопроводности $\lambda_{бет} = 1,2$ (Вт/м·град);

2) стена здания из строительного красного кирпича, толщиной $\delta_k = 400$ мм, с коэффициентом теплопроводности $\lambda_k = 0,75$ (Вт/м·град);

3) стена здания из пенобетонных блоков, толщиной $\delta_{п} = 400$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{п} = 0,12$ (Вт/м·град).

Температура воздуха внутри помещения $t_{вн} = 20^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренней поверхности стены α_1 (Вт/м²·град); расчетная температура наружного воздуха на период отопления принимается: $t_{н} = -26^\circ\text{C}$, скорость ветра W (м/с).

Требуется определить, как снизятся потери тепла за отопительный сезон через стены здания по сравнению с немецкими (140 кВт·ч/м²) и шведскими (70 кВт·ч/м²) стандартами. Рассчитать для второго варианта толщину теплоизоляционных плит $\delta_{из}$ в кирпичной кладке здания с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}$ (Вт/м·град), чтобы удержать годовое потребление тепла в пределах немецких и шведских стандартов. Найти экономию условного топлива с 1 м² и от общей поверхности стен за счет снижения теплотерь через ограждения здания.

Задача 16

Теплонасосная установка (ТНУ) работает на бак-аккумулятор емкостью V (м³) в ночное время 10 часов в сутки. Температура воды на входе в конденсатор ТНУ t_1' , °C на выходе и подаче в бак-аккумулятор t_1'' , °C. Температура обратной воды на входе в испаритель t_2' , на выходе t_2'' , °C. Коэффициент преобразования тепла ТНУ равен μ , КПД электросетей $\eta_c = 0,96$. На установку работают

два циркуляционных насоса (конденсатор, испаритель) с давлением $p_n = 2$ бар и КПД $\eta_n = 0,65$. Определить удельную стоимость тепла, генерируемого теплонасосной установкой (у.е./кВт·ч), если капитальные затраты $K = C \cdot A_y$ складываются из продажной стоимости C (у.е.) и затрат на установку ТНУ $A_y = 1,1$. Нормативный коэффициент, выражающий эксплуатационные расходы $A_y = 0,11$ от капитальных затрат, коэффициент дисконтирования $r = 0,1$, удельные затраты на эксплуатационные материалы c_m (у.е./кВт·ч), тарифная стоимость потребляемой электродвигателем компрессора ТНУ энергии c_3 (у.е./кВт·ч), срок службы ТНУ – 8 лет. Теплонасосная установка работает 300 дней в году.

Задача 17

Сушильная установка непрерывного действия с однократным использованием воздуха производительностью по испаренной влаге W (кг/ч) работает на горячем воздухе с начальным влагосодержанием $d_1 = 8$ (г/кгс.в) и начальной температурой $t_0 = 15^\circ\text{C}$. Подогрев воздуха осуществляется в паровых калориферах водяным паром с давлением $p = 10$ бар.

Теплота отработанной паровоздушной смеси с температурой $t_2 = 120^\circ\text{C}$ и влагосодержанием d_2 (г/кгс.в) используется для подогрева свежего воздуха в теплообменнике-утилизаторе до температуры t_1' , $^\circ\text{C}$. Затем воздух догревается в калориферах установки до температуры t_1' , $^\circ\text{C}$ на 10°C ниже температуры насыщенного пара t_n , $^\circ\text{C}$, КПД теплообменников η_k и $\eta_{yt} = 0,96$. Определить расход тепла на сушильную установку и рассчитать снижение расхода пара в кг па калориферы и в кг условного топлива, за счет утилизации тепла паровоздушной смеси, если фонд рабочего времени сушильной установки τ (ч), теплота сгорания условного топлива $Q_n^p = 29300$ (кДж/кг). Определить температуру отработанного воздуха после теплообменника-утилизатора t_{yx} .

Задача 18

Применяя новые современные методы строительной и теплозащитной технологии при строительстве кирпичного здания с толщиной стены не более $\delta = 400$ мм необходимо удержать годовое потребление тепла на отопление в соответствии со шведскими стандартами на уровне не более $q_{\text{год}} \leq 70$ (кВт·ч/м²). Продолжительность отопительного сезона $\tau = 4800$ часов. Расчетная наружная температура воздуха принимается $t_n = -26^\circ\text{C}$, внутри помещения $t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$, скорость ветра W (м/с). Коэффициенты теплоотдачи от наружного воздуха к стене α_1 , (Вт/м²·град), от внутренней поверхности к воздуху в помещении α_2 (Вт/м²·град).

Все теплофизические характеристики строительных и теплоизоляционных материалов выбрать по таблицам приложения (табл. 5).

Определить экономию условного топлива за счет снижения потерь тепла через 1м² стены, если кирпичные здания, построенные 15–20 лет назад имеют годовое потребление тепла на отопление на уровне $q_{\text{год}} = 200$ (кВт·ч/м²).

Задача 19

Определить возможный выход ВЭР, экономию условного топлива, экономическую эффективность использования тепловых ВЭР, срок окупаемости капиталовложений от утилизации тепла от водоохлаждающих элементов огнетехнического оборудования и промышленных печей цеха металлургического завода для нагрева воды.

Рассчитать схему использования ВЭР, (рис. 3.2), если расход технической воды на охлаждение G_1 (кг/ч), температура воды на входе в систему водоохлаждения (из градирни) $t_0^1 = 30^\circ\text{C}$, на выходе $t_1^\circ\text{C}$. Горячая вода поступает в общий бак-накопитель, затем насосом подается на водоводяной бойлер, подогревается от $t_0 = 10^\circ\text{C}$ до температуры $t_r = 65^\circ\text{C}$ и через бак-аккумулятор разбирается на горячее водоснабжение и нужды приточной вентиляции.

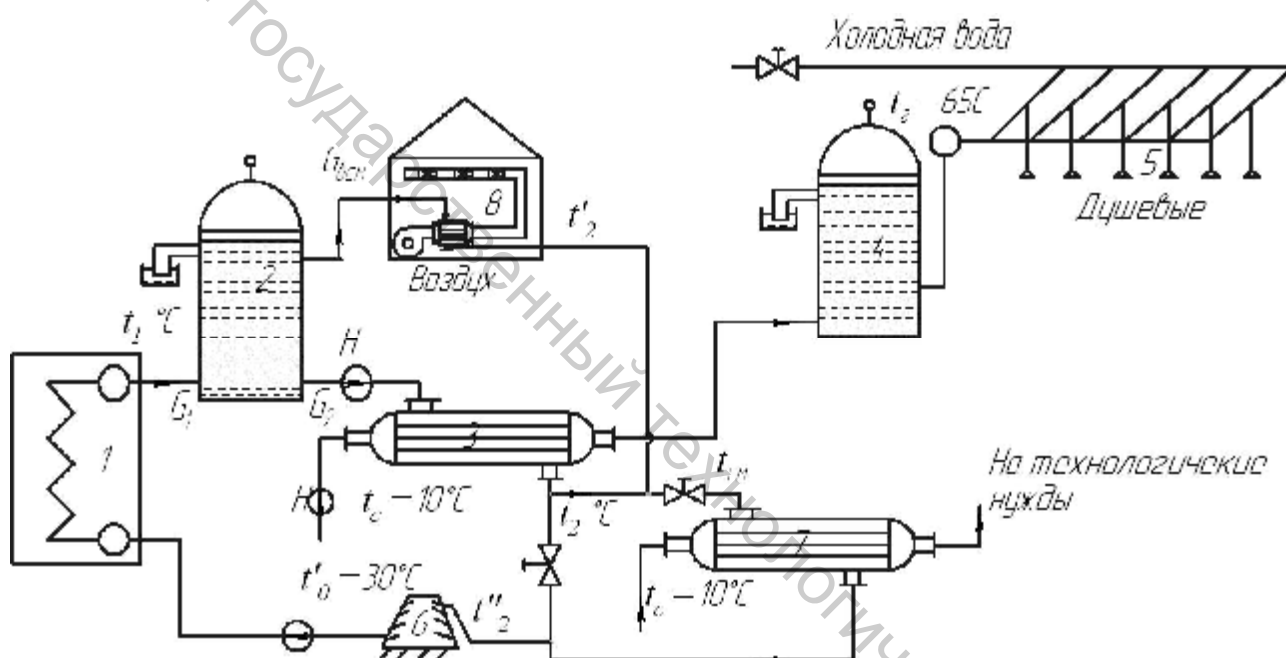


Рисунок 3.2 – Принципиальная схема использования ВЭР от водоохлаждающих элементов: 1 – водоохлаждающие элементы, 2 – бак накопитель, 3 – водоводяной бойлер, 4 – бак-аккумулятор, 5 – душевые, 6 – градирня, 7 – резервный бойлер, 8 – вентилируемое помещение

Нормативный расход горячей воды на одного рабочего в смену $a = 50$ л (кг), количество рабочих в смену m . Действительный фонд времени работы основного оборудования при трех сменах τ часов. Коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизационной установки и основного оборудования равен β КПД утилизационной установки $\eta = 0,95$. Нормативный коэффициент эффективности капиталовложений $E_n = 0,15$. Капитальные затраты на утилизационное оборудование равны K (у.е.). Годовые эксплуатационные расходы $C_{\text{экс}} = 0$, так как используется существующая система горячего водоснабжения.

Определить максимальный суточный расход тепла на горячее водоснабжение, расход тепла на приточную вентиляцию, на технологические нужды, если

коэффициент часовой неравномерности потребления горячей воды равен K , удельная тепловая характеристика на приточную вентиляцию q_v (Вт/м²·град). Найти внутренний объем вентилируемого одноэтажного помещения.

Рассчитать температуру воды на выходе из основного бойлера ($t_2^\circ\text{C}$, и на выходе из калориферов приточной системы t_2' , °C и определить целесообразность включения резервного бойлера при условии подачи оборотной технической воды на градирню с температурой $t_2'' < 40^\circ\text{C}$.

Задача 20

Животноводческий комплекс в качестве отходов биомассы получает навоз с общей массой на сухой материал M_0 (кг) в год. При анаэробном разложении (без доступа воздуха) в биогазогенераторе получают биогаз, состоящий из 75 % метана (CH_4) и 25% углекислого газа (CO_2). Теплота сгорания газа $Q_n^p = 26$ (МДж/м³), КПД переработки в биогенераторе $\eta_r = 0,65$, удельный выход биогаза на 1 кг сухого материала при атмосферном давлении $t_0 = 0,3$ (м³/кг), плотность сухой массы материала $\rho_0 = 50$ (кг/ м³), плотность газа (метана) $\rho_r = 0,7$ (кг/ м³). Действительный фонд времени работы биогенератора 340 дней в год ($\tau \approx 8160$ часов).

Рассчитать экономическую эффективность использования биогаза для теплоснабжения теплиц и горячего водоснабжения. Горячая вода производится в водогрейном котле за счет тепла при сжигании биогаза.

Провести расчет схемы использования ВЭР (рис.3.3) биогенераторной установки при следующих условиях:

1. Максимальная удельная отопительная характеристика для грунтовых теплиц с двойным остеклением $q_0 = 0,85$ (Вт/м³·град).

2. Вода в котле на отопление теплиц подогревается от температуры $t_1 = 50^\circ\text{C}$ до $t_2 = 120^\circ\text{C}$, на горячее водоснабжение $t_r = 65^\circ\text{C}$

3. КПД биогазогенератора $\eta_k = 0,65$, КПД водогрейного котла $\eta_k = 0,85$, внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{o.i} = 0,82$, механический КПД компрессора $\eta_m = 0,96$.

4. Внутренняя температура воздуха в теплицах $t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$, температура грунта $t_{\text{гр}} = 23^\circ\text{C}$, расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -16^\circ\text{C}$.

5. Количество обслуживающего персонала в смену N , норма расхода горячей воды на одного рабочего в литрах (кг) в сутки $a = 50$ л, температура холодной водопроводной воды $t_x = 15^\circ\text{C}$.

6. Биогаз сжимается в двухступенчатом компрессоре от давления $p_1 = 1$ бар до $p_2 = 8$ бар, в первой ступени $p_2' = 4$ бар. Сжатие газа политропное с показателем политропы $n = 1,2$.

7. Срок окупаемости капиталовложений не должен превышать $T = 4$ года.

Определить:

1. Геометрический объем биогенератора W (м³).

2. Энергетический выход биогаза Q_r (кВт).

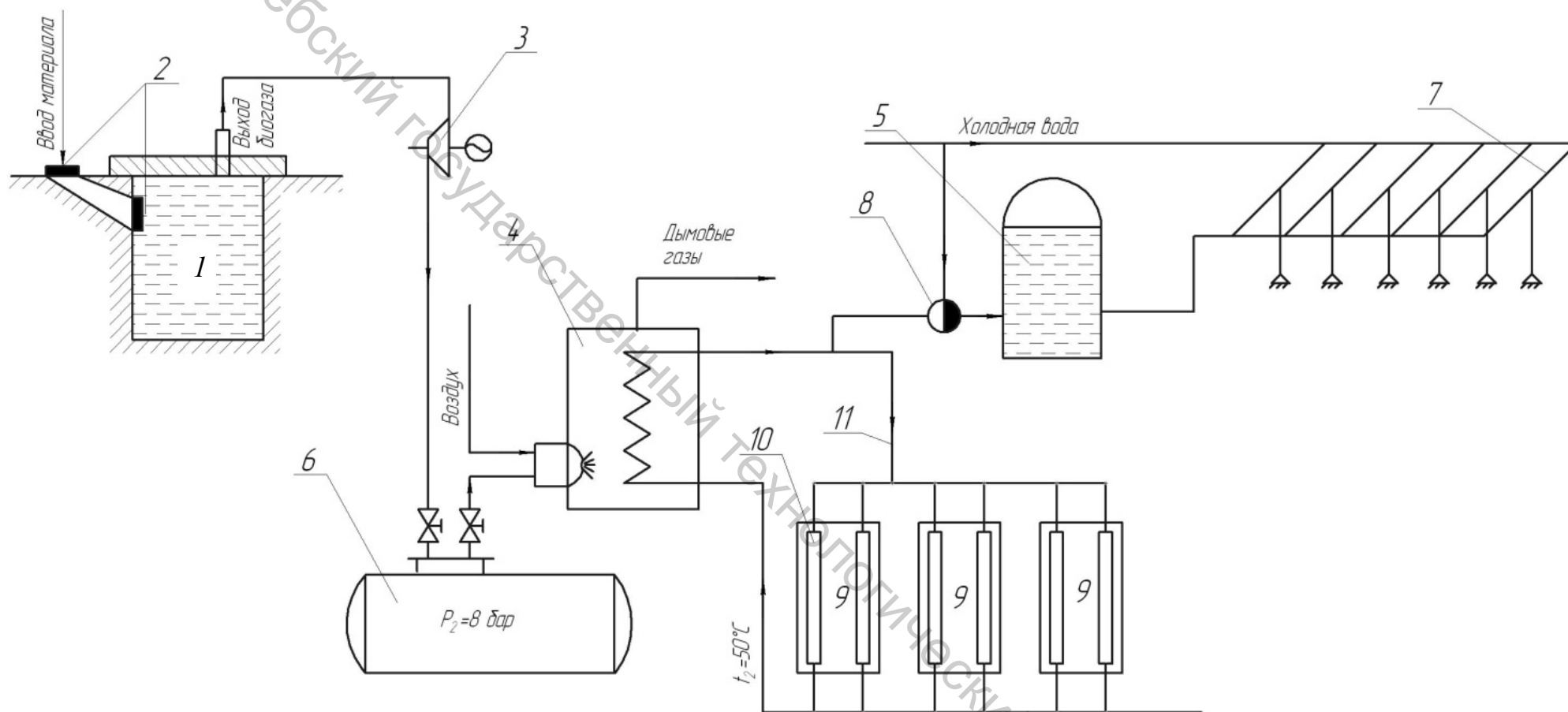


Рисунок 3.3 – Схема использования ВЭР биогаза от биогенераторной установки: 1 – биогенератор, 2 – иллюзовые затворки, 3 – компрессор, 4 – водогрейный котел, 5 – бак-аккумулятор, 6 – газгольдер, 7 – душевые, 8 – смеситель, 9 – объект отапливания; 10 – отопительные трубы, 11 – системы отопления

3. Геометрический объем газгольдера-накопителя биогаза $V_n(\text{м}^3)$ и время заполнения газом до давления $p_2 = 8$ бар.
4. Мощность привода компрессорной установки N_k (кВт).
5. Расход тепла на отопление и обогрев грунтовых теплиц и полезную площадь. Фонд времени работы системы отопления на теплицы $\tau = 250$ дней.
6. Расход тепла на горячее водоснабжение и объем бака-аккумулятора $V_{ак}(\text{м}^3)$.
7. Теплопроизводительность водогрейного котла по горячей воде M (кг/ч).
8. Экономия условного топлива за счет использования ВЭР от биогазогенераторной установки.
9. Максимальные капитальные затраты при реализации схемы использования ВЭР биогаза при оптимальном сроке окупаемости капиталовложений $T = 4$ года.

Задача 21

Продувочная вода из солевого отсека барабана котлоагрегата непрерывной продувкой (рис. 3.4) с расходом продувочной воды $M_{пр.}$ (кг/ч) в размере ϵ (%) от паропроизводительности котла поступает в расширитель с последующим использованием тепла отсепарированной воды в теплообменнике для подогрева питательной воды. Образующийся в расширителе (сепараторе) вторичный пар в размере $D_{в.п.}$ (кг/ч) используется в сопловом смешивающем подогревателе для подогрева воды на нужды теплоснабжения и горячего водоснабжения. Паропроизводительность котлоагрегата D_k (т/ч), давление в барабане котла p_1 (бар). Давление вторичного пара после расширителя p_2 (бар).

Определить экономию условного топлива за счет использования тепла продувочной воды, количество подогреваемой воды и расход воды на нужды теплоснабжения при подогреве до $t_2'' = 90^\circ\text{C}$. Действительный фонд времени работы подогревателей τ_d (час), КПД подогревателей $\eta = 0,95$.

Задача 22

Определить экономию условного топлива и сокращение расхода греющего пара от использования ВЭР теплоты конденсата греющего пара и теплоты вторичного пара от однокорпусной выпарной установки непрерывного действия с внутренней греющей камерой при естественной циркуляции выпариваемого раствора от начальной концентрации B_1 до конечной B_2 . Производительность установки при начальной концентрации G_1 (кг/ч), начальная температура раствора $t_{po} = 30^\circ\text{C}$, давление вторичного пара в камере сепаратора p_2 (бар), температура окружающего воздуха $t_{о.с.} = 20^\circ\text{C}$, теплоемкость сухого продукта $c_{сух}$ (кДж/кг·град.), коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору K_1 (Вт/м²·град) (рис.3.5).

Коэффициенты теплопередачи для выносных подогревателей принимаются:

- 1) для пароводяного теплообменника в первой секции $K_2 = 1000$ (Вт/м²·град.);

- 2) для водоводяных теплообменников второй секции и подогревателя раствора конденсатом греющего пара $K_3 = K_4 = 500$ (Вт/м²·град.);
 3) для погружного теплообменника $K_{\text{погр.}} = 150$ (Вт/м²·град.);

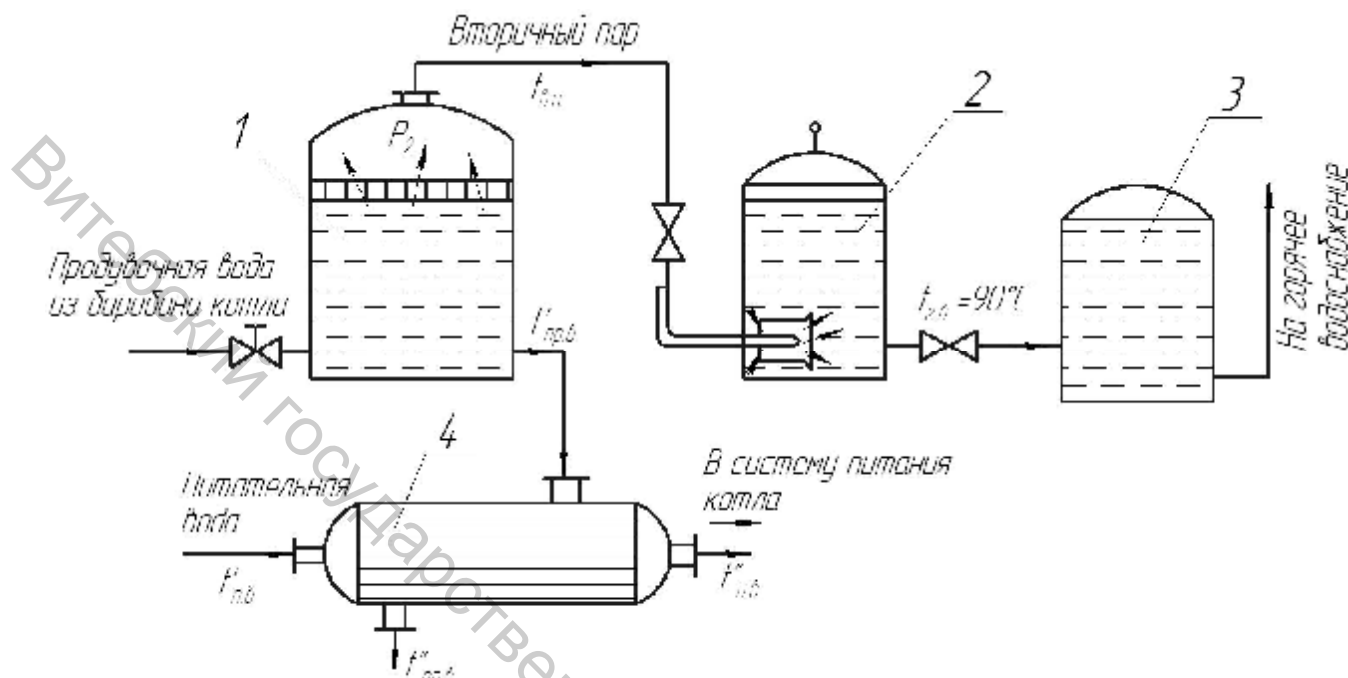


Рисунок 3.4 – Схема использования теплоты продувочной воды барабана котлоагрегата: 1 – расширитель, 2 – сопловой подогреватель воды на горячее водоснабжение, 3 – бак-аккумулятор, 4 – теплообменник-подогреватель питательной воды

- 4) для определения потерь тепла в окружающую среду корпусом аппарата $K_5 = 4,5$ (Вт/м²·град.). КПД всех теплообменных аппаратов принять $\eta = 0,95$.

Определить необходимое давление греющего пара p_1 (бар), подаваемого в греющую камеру выпарной установки из условия создания достаточной разности температур не менее $\Delta t_{\text{пол.}} = 12^\circ\text{C}$.

При расчете схемы утилизации ВЭР (рис. 3.6) принять: температуру конденсата греющего пара, возвращаемого в котельную $t_{\text{к}}' = 70^\circ\text{C}$, температуру конденсата вторичного пара $t_{\text{к.в.т.}}' = 40^\circ\text{C}$, температуру холодной воды $t_1'' = 20^\circ\text{C}$, температуру горячей воды $t_1' = 70^\circ\text{C}$, температуру охлажденного раствора $t_p'' = 40^\circ\text{C}$.

Действительный фонд времени работы установки τ ч в год, коэффициент, учитывающий несоответствие режима и часов работы основного и утилизационного оборудования β . Площадь поверхности корпуса аппарата $F_{\text{к}}$ (м²) определить по характеристикам выпарной установки (рис. 3.5, табл. 13, приложения).

Найти поверхности нагрева всех теплообменных аппаратов по схеме использования ВЭР (рис. 3.6).

Задача 23

Определить экономическую эффективность, экономию условного топлива и объем капиталовложений от модернизации методической нагревательной пе-

чи цеха горячей прокатки производительностью G_n (т/ч), в которой производится нагрев слитков при условии максимального срока окупаемости капиталовло-

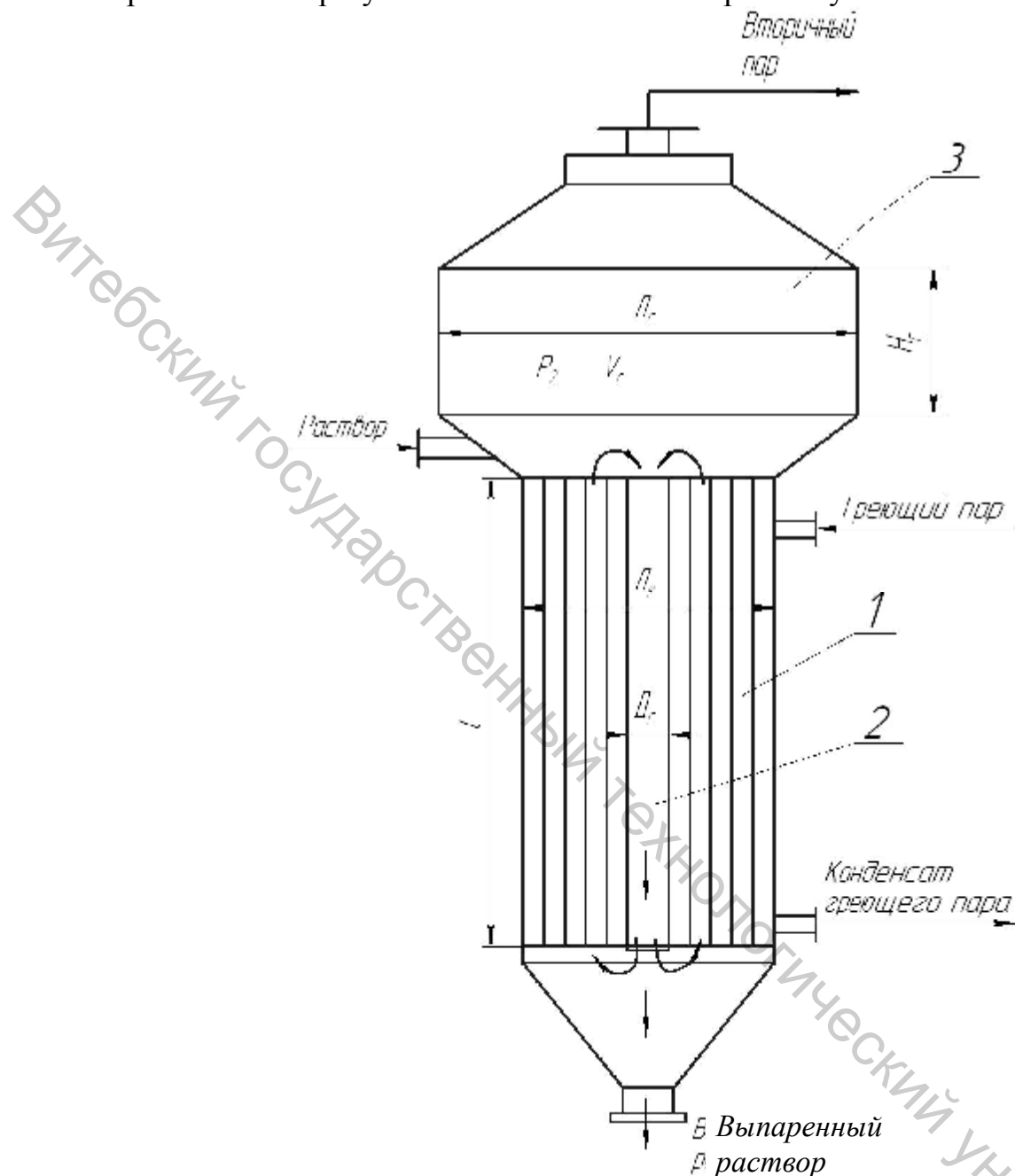


Рисунок 3.5 – Выпарной вертикальный аппарат с естественной циркуляцией:

1 – греющая камера, 2 – циркуляционная труба, 3 – сепаратор

жений $T \leq 3$ года. Реконструкция нагревательной печи производится за счет использования системы испарительного охлаждения глиссажных труб, расположенных в полу печи с поверхностью нагрева H (m^2) (рис. 3.7). Система испарительного охлаждения вырабатывает водяной пар энергетических параметров с давлением p_1 (бар) и температурой перегретого пара t_n °C для выработки электроэнергии в турбогенераторе производственной ТЭЦ. Определить также поверхности теплообмена теплообменных аппаратов, необходимых для реконструкции печи, приведенные годовые затраты и коэффициент полезного использования (КПИ.) энергоресурсов.

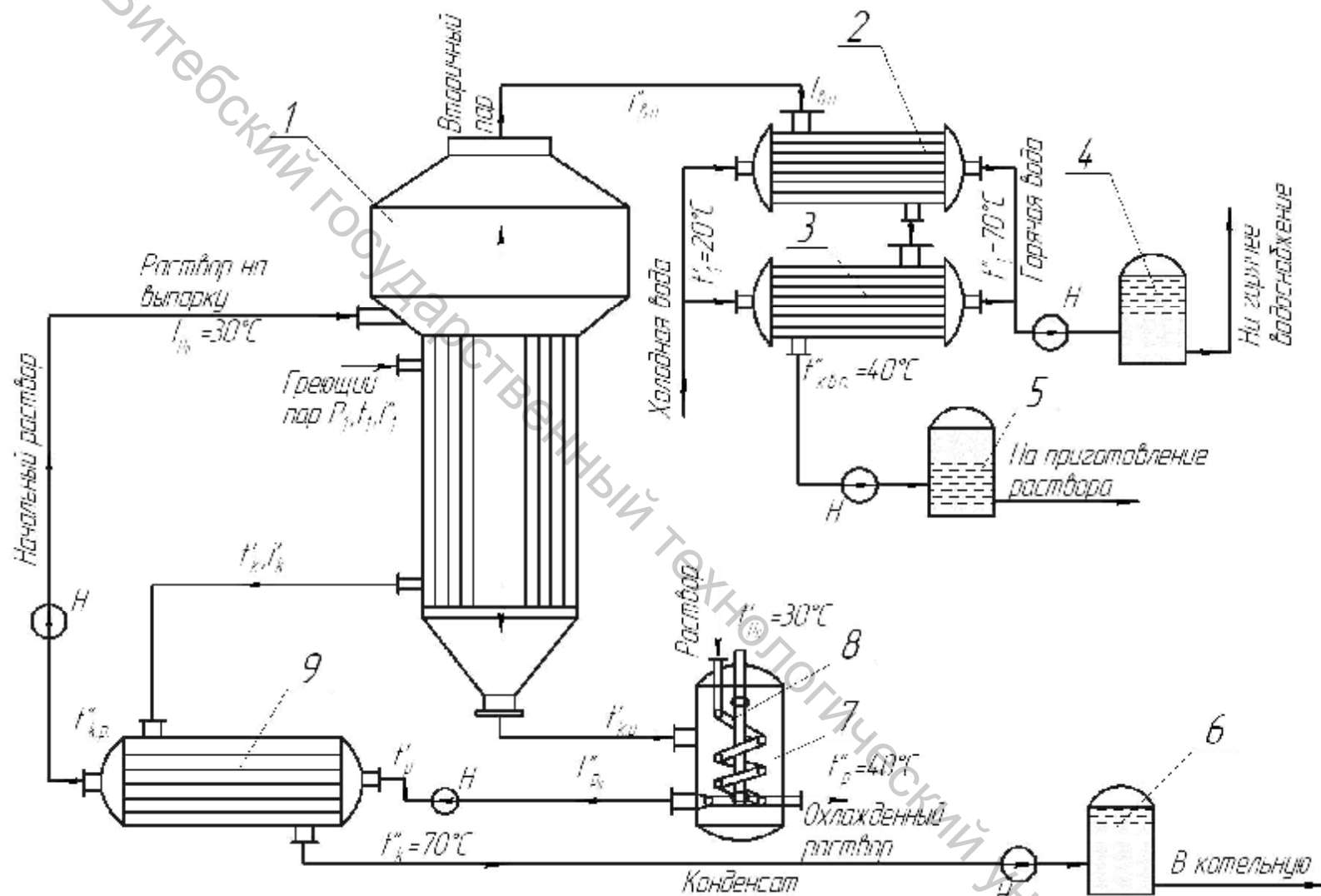


Рисунок 3.6 – Схема утилизации ВЭР от выпарной установки: 1 – выпарной аппарат, 2 – пароводяной теплообменник, 3 – водоводяной теплообменник, 4 – аккумулятор горячей воды, 5 – бак накопитель конденсата вторичного пара, 6 – бак питательной воды, 7 – погружной змеевиковый подогреватель раствора, 8 – механическая мешалка, 9 – выносной подогреватель раствора

Средняя температура топочных газов по тракту печи t_{Γ} °С, допустимая температура стенки глиссажных труб $t_{\text{ст}} = 350^{\circ}\text{C}$, коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к поверхности глиссажных труб $\alpha_{\text{к}} = 35$ (Вт/м²·град).

Теоретический объем продуктов сгорания топлива (природного газа) и воздуха, образующихся при сгорании $V_{\Gamma}^{\circ} = 10,7$ (м³/м³), $V^{\circ} = 9,5$ (м³/м³), коэффициент избытка воздуха в печи $\alpha_n = 1,05$, на выходе из печи $\alpha_p = 1,1$. Теплота сгорания природного газа $Q_n^p = 35,8$ (МДж/м³), плотность природного газа $\rho_{\Gamma} = 0,84$ (кг/м³), среднеобъемные теплоемкости топочных газов и воздуха в интервале температур $t_{\Gamma} = 1100\text{--}1300$ °С принять $c'_{\text{г}} = 1,56$ (кДж/м³·град), $c'_0 = 1,35$ (кДж/м³·град). Количество топочных газов, проходящих через пароперегреватель, составляет 25 % от общего количества газов, образующихся в печи, с температурой в хвостовой части печи $t'_{\Gamma} = 850$ °С. Степень черноты газов $\varepsilon_{\Gamma} = 0,28$, степень черноты огнеупорного кирпича $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,88$. Угар металла в печи в процентах от производительности принять 1,5 %, теплоемкость стальных слитков при средней температуре топочных газов $t_{\Gamma} = 1100\text{--}1300^{\circ}\text{C}$, $c_{\text{м}} = 0,65$ (кДж/кг·град). Действительный (фактический) фонд времени работы нагревательной печи $\tau_{\text{ф}}$ (ч), расход топлива до модернизации на 15 % выше, КПД печи до модернизации $\eta_{\text{п}} = 0,30$.

Данные для расчета теплообменных аппаратов

Наименование теплообменного аппарата	
КПД теплообменных аппаратов $\eta_{\text{ап}} = 0,96$	
1. Рекуператор	
Температура газов на входе	$t_{\text{п}}' = 850^{\circ}\text{C}$
Температура газов на выходе	$t_{\text{п}}'' = 400^{\circ}\text{C}$
Температура воздуха на входе	$t_0' = 20^{\circ}\text{C}$
Температура воздуха на выходе	$t_0'' = 400^{\circ}\text{C}$
Коэффициент теплопередачи от газов к воздуху	$K_{\text{р}} = 35$ Вт/м ² ·град
2. Пароперегреватель	
Температура газов на входе	$t_{\Gamma}' = 850^{\circ}\text{C}$
Температура газов на выходе	$t_{\Gamma}'' = 400^{\circ}\text{C}$
Коэффициент теплопередачи	$K_n = 45$ Вт/м ² ·град
3. Экономайзер для подогрева питательной воды	
Температура газов на входе	$t_{\Gamma.\text{э}}' = 400^{\circ}\text{C}$
Температура газов на выходе	$t_{\Gamma.\text{э}}'' = 180^{\circ}\text{C}$
Температура питательной воды на входе	$t_{\text{п.в.}}' = 25^{\circ}\text{C}$
Температура питательной воды на выходе	$t_{\text{п.в.}}'' = 105^{\circ}\text{C}$
Коэффициент теплопередачи от газов к воде	$K_{\text{эк}} = 25$ Вт/м ² ·град

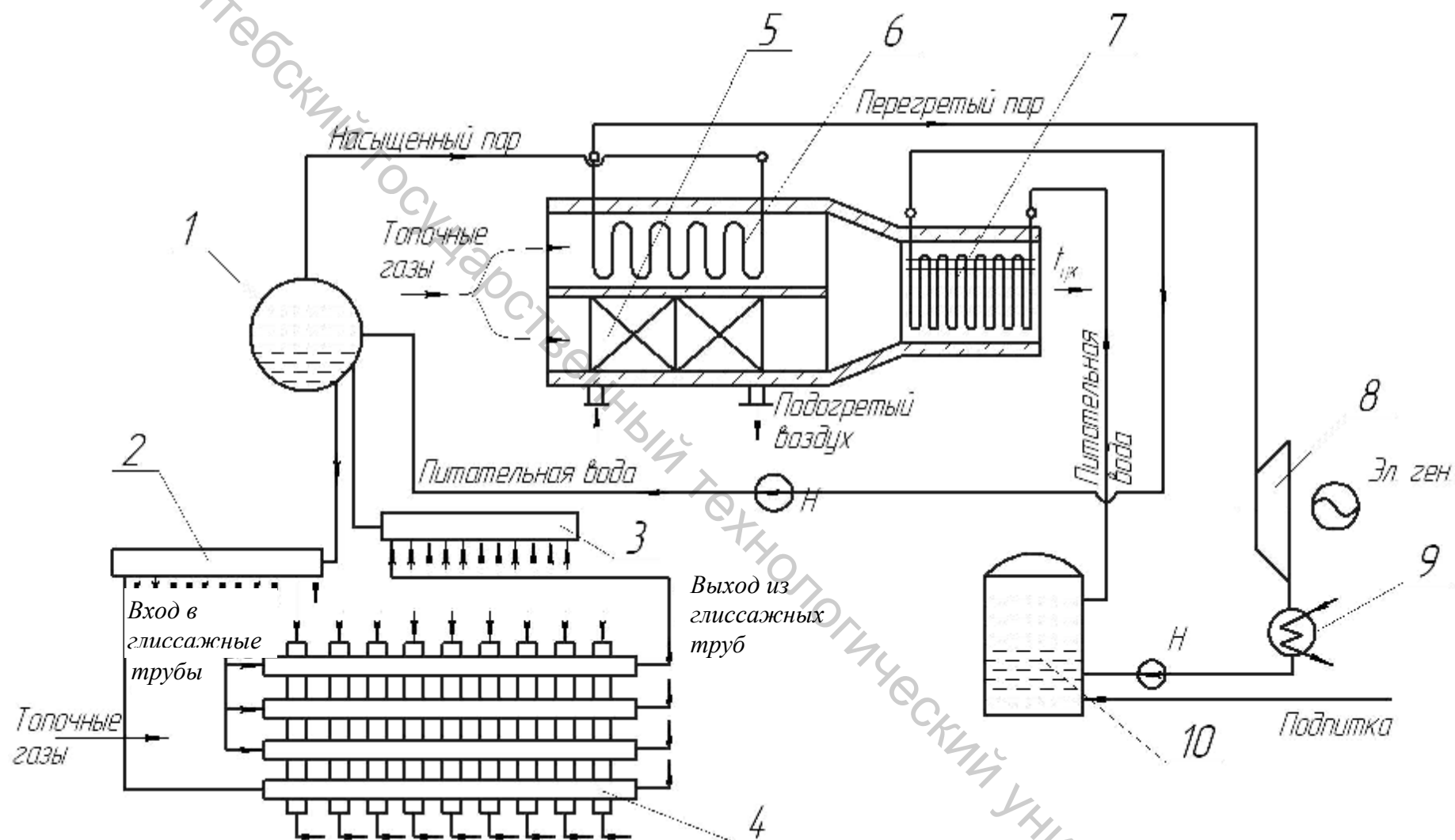


Рисунок 3.7 – Схема испарительного охлаждения глиссажных труб нагревательной печи: 1 – барабан-сепаратор, 2 – коллектор опускных труб, 3 – коллектор подъемных труб, 4 – система глиссажных труб, 5 – стальной рекуператор, 6 – пароперегреватель, 7 – чугунный экономайзер, 8 – турбогенератор, 9 – конденсатор, 10 – бак питательной воды

Задача 24

Цех льнозавода при обработке материала в жидкости в реакционных аппаратах-автоклавах периодического действия, работающих при температуре $t_p = 130^\circ\text{C}$ с технологическим циклом крашения пряжи $\tau = 5$ ч, производит залповый выброс сбросных горячих растворов в теплоизолированный бак-накопитель массой G_1 (т) и температурой $t_1' = 110^\circ\text{C}$ (рис. 3.8).

При двухсменной работе цеха два залповых выброса сбросных растворов можно использовать для подогрева питательной воды для работы автоклавов или горячего водоснабжения. Рассчитать водонагреватель-аккумулятор с водяным обогревом сбросными растворами из бака-накопителя для нагрева воды за цикл $\tau = 5$ ч массой G_2 (т). Температура питательной воды на входе в бак-аккумулятор $t_2' = 20^\circ\text{C}$, температура греющей воды на входе $t_1' = 110^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи с учетом увеличения термического сопротивления со стороны сбросных растворов от отложений K_n ($\text{Вт/м}^2\cdot\text{град}$). Действительный фонд времени работы водонагревателя-аккумулятора τ_d (ч).

Определить поверхность нагрева теплообменника в водяном аккумуляторе, конечные температуры нагреваемой воды t_{2k}'' , и греющей воды t_{1k}'' , экономическую эффективность от утилизации ВЭР сбросных растворов, экономию условного топлива, сокращение расхода первичного греющего пара на разогрев раствора, теплопроизводительность водяного аккумулятора, приведенные годовые затраты, объем капиталовложений на утилизацию ВЭР при минимальном сроке окупаемости $T \leq 2$ года.

Задача 25

В процессе перегонки бинарной жидкой смеси теплообменник перегонного куба использует греющий пар давлением p (бар) с тепловой нагрузкой Q (кВт). Определить возможный выход ВЭР и экономию условного топлива за счет утилизации тепла конденсата греющего пара и поверхность нагрева теплообменника перегонного куба, если коэффициент теплопередачи от греющего пара к бинарной смеси K ($\text{Вт/м}^2\cdot\text{град}$), полезный температурный напор $\Delta t_{\text{пол}}$ ($^\circ\text{C}$), коэффициент несоответствия режима и числа часов работы основного и утилизационного оборудования β , действительное число часов работы утилизационной установки τ_d (ч), КПД утилизационной установки $\eta_{\text{ут}} = 0,96$. Температура конденсата, возвращаемого в котельную $t_k = 70^\circ\text{C}$.

Задача 26

Низкопотенциальный отработанный воздух от сушилок мехового производства с температурой $t_1 = 40^\circ\text{C}$ используется для нагрева воздуха приточной вентиляции. Расход отработанного воздуха от сушилок V_1 ($\text{м}^3/\text{с}$) от приточной вентиляции V_2 ($\text{м}^3/\text{с}$). Температура воздуха приточной вентиляции, начальная $t_{в1}^\circ\text{C}$, конечная $t_{в2}^\circ\text{C}$, теплоемкость воздуха $c = 1$ ($\text{кДж/кг}\cdot\text{град}$); плотность воздуха $\rho = 1,2$ кг/м^3 . Определить поверхность нагрева калориферов и количество аппаратов для нагрева приточного воздуха, экономию тепла и условного топлива при утилизации отработанного воздуха от сушилок, если коэффициент тепло-

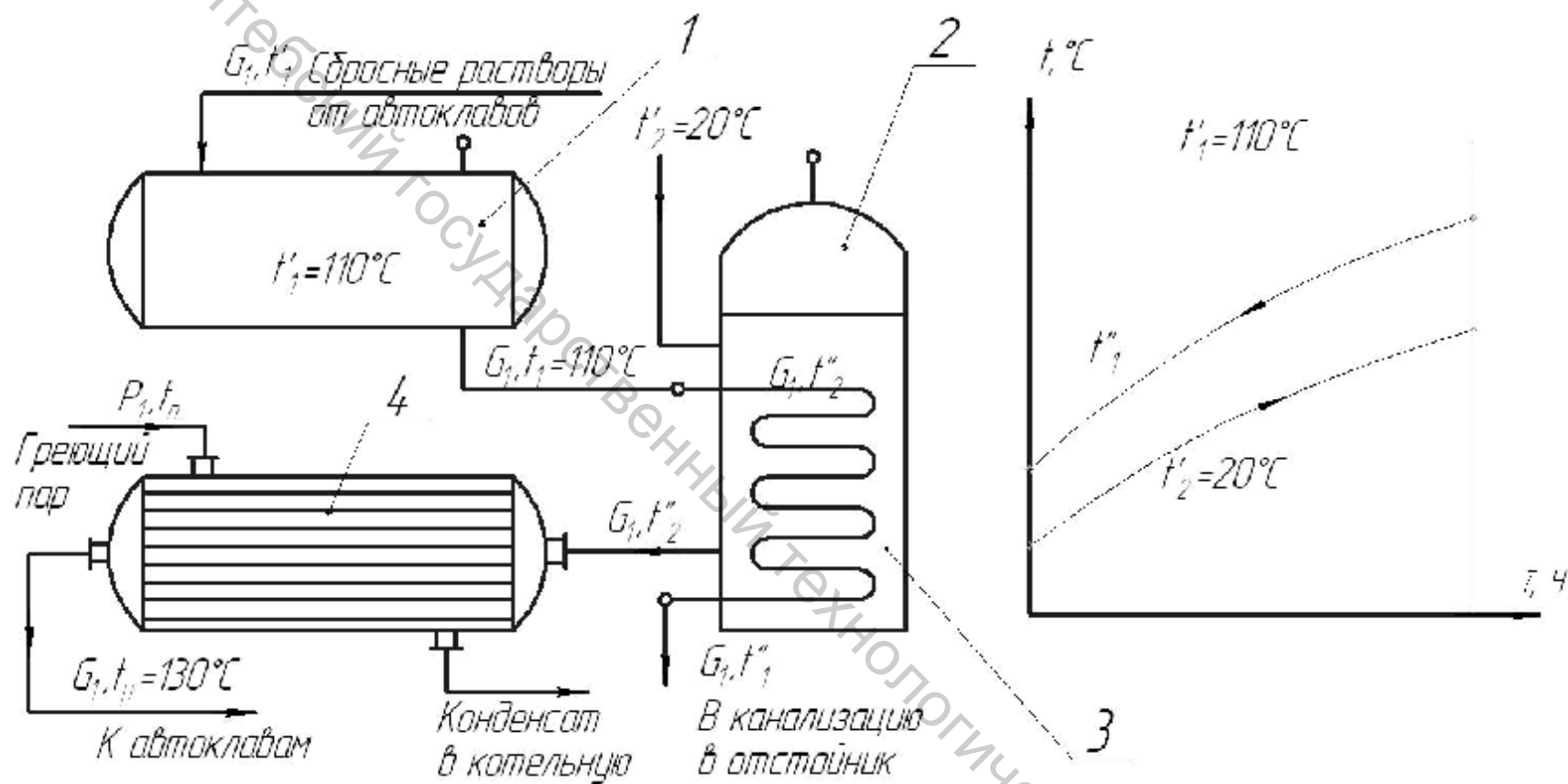


Рисунок 3.8 – Схема использования ВЭР от сбросных растворов для подогрева питательной воды: 1 – бак-накопитель, 2 – бак-аккумулятор, 3 – теплообменник, 4 – пароводяной теплообменник подогрева питательного раствора

передачи между отработанным и приточным воздухом K (Вт/м³·град), действительный фонд работы приточной вентиляции τ_d (ч). Рассчитать экономический эффект от использования теплоты отработанного воздуха от сушилок, стоимость сэкономленного тепла и удельную стоимость энергии, полученной за счет утилизации ВЭР.

Задача № 27

Определить экономию топлива от утилизации теплоты отходящих газов от стекловаренной ванной печи непрерывного действия производительностью M т/сут, число часов работы печи в год τ , топливо природный газ с теплотой сгорания топлива Q_n^p кДж/м³. Энтальпия продуктов сгорания на входе в котел-утилизатор $H = 18000$ кДж/м³, на выходе $H_{yx} = 4000$ кДж/м³. Удельный расход тепла на 1 кг сваренной стекломассы равен q (кДж/м³), коэффициент полезного действия печи равен η_i ; коэффициент использования ВЭР принять $\sigma = 0,9$, к.п.д. замещаемой энергетической установки (промышленная котельная) $\eta_{зам.} = 0,85$, коэффициент несоответствия режима и числа часов работы утилизационной установки и агрегата-источника ВЭР равен β .

Задача № 28

Определить экономию условного топлива и толщину тепловой изоляции подающего теплопровода тепловых сетей надземной прокладки при реконструкции тепловых сетей и переходе от совелиовой тепловой изоляции с коэффициентом теплопроводности $\lambda_c = 0,11$ Вт/м·град. и КПД тепловых сетей $\eta_c = 0,86$ к предварительно изолированным трубопроводам с тепловой изоляцией из пенополиуретана с $\lambda_c = 0,025$ Вт/м·град. и КПД $\eta_c = 0,97$.

Наружный диаметр теплопровода $d_0 = 400$ мм, длина подающего участка трубы $l = 1000$ м, температура горячей воды t_1 °С, наружная температура воздуха t_0 °С, скорость ветра W м/с, температуру наружной поверхности изоляции принять из условия $t_{изол.} \leq 50$ °С, продолжительность работы теплопровода τ часов.

Задача № 29

Определить экономию условного топлива на (1 МВт·ч) при централизованной системе теплоснабжения от районной котельной при следующих исходных данных: КПД местной котельной $\eta_{м.к.}$, КПД районной (центральной) котельной $\eta_{п.к.}$, КПД тепловых сетей η_c .

Задача № 30

Определить годовую экономию тепла (и условного топлива), если котельной было отпущено тепловым потребителям D "мятого" пара от кузнечных молотов с давлением p . КПД котельной $\eta_k = 0,86$, КПД теплообменника-утилизатора $\eta_{ут} = 0,96$.

3.2. Таблицы исходных данных к решению контрольных задач

Таблица 1

<i>Последняя цифра шифра</i>	<i>F, (m^2)</i>	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	<i>$t_{вн}$, °C</i>	<i>$t_{н}$, °C</i>
0	1000	0	18	-10
1	7000	1	15	-15
2	5000	2	16	-10
3	4000	3	14	-15
4	8000	4	18	-12
5	10000	5	12	-16
6	4000	6	14	-15
7	3000	7	18	-12
8	6000	8	14	-19
9	2000	9	16	-21

Таблица 2

<i>Последняя цифра шифра</i>	<i>F, (m^2)</i>	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	<i>$t_{вн}$, °C</i>	<i>$t_{н}$, °C</i>
0	1500	0	18	-10
1	2000	1	11	-15
2	600	2	17	-12
3	800	3	16	-20
4	3000	4	15	-15
5	900	5	17	-14
6	800	6	16	-18
7	3500	7	18	-20
8	4000	8	20	-16
9	2500	9	17	-17

Таблица 3

Последняя цифра ифра	$V_n, (м^3)$	Предпоследняя цифра ифра	$t_{вн}, ^\circ C$	$t_n, ^\circ C$
0	15000	0	20	-20
1	10000	1	25	-18
2	30000	2	20	-15
3	40000	3	22	-26
4	8000	4	24	-22
5	60000	5	18	-26
6	50000	6	20	-15
7	30000	7	20	-18
8	60000	8	18	-12
9	100000	9	16	-26

Примечание: для зданий, расположенных в климатическом поясе с температурой $t_n, ^\circ C$, отличающейся от $t_n = -30^\circ C$, вводится поправка:

t_n	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
ψ	2,05	1,67	1,45	1,29	1,17	1,08	1	0,96	0,85

Таблица 4

Последняя цифра шифра	$V, м^3/ч$	$\tau, ч$	$K, Вт/м^2 \cdot град$	Предпоследняя цифра шифра	β	$K, у.е.$	$C_{экс}, у.е.$
0	30000	3800	25	0	0,95	70000	4000
1	40000	4500	20	1	0,9	75000	4200
2	50000	5500	18	2	0,85	85000	4500
3	60000	4000	24	3	0,8	95000	4600
4	70000	6000	27	4	0,85	90000	6000
5	40000	6500	25	5	0,87	88000	4500
6	50000	7000	17	6	0,92	85000	5500
7	80000	6500	24	7	0,86	120000	6000
8	25000	7000	30	8	0,95	70000	3500
9	45000	5500	28	9	0,89	78000	4800

Таблица 5

Последняя цифра шиф- ра	$\tau, ч$	M_K $T/ч$	$t_1, ^\circ C$	$t_2', ^\circ C$	t_2''	K_2 , $Вт/м^2 \cdot град$	Предпоследняя цифра шифра	β	K , у.е.	$C_{экс}$ у.е.
0	3850	60	130	10	60	500	0	0,85	180000	30000
1	4500	50	125	15	55	450	1	0,9	190000	35000
2	5200	100	130	10	70	510	2	0,8	250000	50000
	4800	80	115	8	65	480	3	0,95	210000	40000
4	6100	70	120	17	50	420	4	0,87	240000	35000
5	6500	40	ПО	20	66	410	5	0,92	180000	30000
6	5700	120	120	10	70	470	6	0,95	300000	60000
7	3900	80	130	12	60	400	7	0,8	220000	50000
8	4800	90	115	20	55	500	8	0,85	200000	55000
9	7000	80	125	15	70	440	9	0,94	190000	60000

Таблица 6

Последняя цифра шифра	$V \cdot 10^{-3}$, $м^3/ч$	$t_1', ^\circ C$	$t_1'', ^\circ C$	K_1 , $Вт/м^2 \cdot град$	Предпоследняя цифра шифра	$t_2', ^\circ C$	K_2 , $Вт/м^2 \cdot град$	$K \cdot 10^{-3}$ (у.е.)	β	$C_{экс} \cdot 10^{-3}$ (у.е.)	$\tau \cdot 10^{-3}$, ч
0	30	650	350	35	0	10	20	600	0,85	25	4,1
1	50	600	300	30	1	15	18	610	0,88	30	5,5
2	60	700	380	40	2	20	21	650	0,8	35	6,5
3	70	590	290	38	3	5	17	800	0,9	30	7
4	55	640	310	30	4	12	25	660	0,95	28	3,9
5	40	580	280	42	5	15	19	550	0,87	20	4,8
6	100	650	340	35	6	10	20	810	0,85	40	5,6
7	60	600	310	38	7	18	23	670	0,91	36	7,5
8	90	660	330	40	8	20	24	710	0,92	38	4,8
9	80	680	350	46	9	10	25	750	0,82	32	5,3

Таблица 7

Последняя цифра шифра	d_1/d_2 , мм	$t_{нв}$, °C	Предпоследняя цифра шифра	α_2 , Вт/м ² ·град	t_0 , °C
0	18/20	120	0	8	5
1	20/22	130	1	7	-2
2	22/24	140	2	9	10
3	24/26	150	3	8	0
4	30/32	160	4	6	8
5	50/54	170	5	5	-5
6	60/64	135	6	4	-10
7	40/42	145	7	5	2
8	20/24	158	8	8	8
9	60/64	152	9	4	-5

Таблица 8

Последняя цифра шифра	l , м	d , мм	$\lambda_{из}$, Вт/м ² ·град	Предпоследняя цифра шифра	$W_{вв}$, м/с	$\delta_{из}$, мм	$\lambda_{зр}$, Вт/м ² ·град
0	2000	230	0,09	0	0,9	60	0,85
1	3000	250	0,06	1	1,2	70	0,9
2	1000	180	0,05	2	1,4	50	0,95
3	1500	200	0,04	3	0,8	40	1
4	2500	230	0,08	4	1,5	60	1,2
5	3000	300	0,045	5	1,8	80	1,4
6	5000	350	0,03	6	2	80	Г,6
7	3500	300	0,035	7	1	70	1,8
8	2500	280	0,05	8	1,5	65	2
9	2900	230	0,06	9	0,9	55	2,2

Примечание: Плотность воды при температуре $t = 120^\circ\text{C}$ принять $\rho = 943$ (кг/м³), теплоемкость $c_v = 4,26$ (кДж/кг·град)

Таблица 9

Последняя цифра шифра	d_2 , мм	δ , мм	l , м	Предпоследняя цифра шифра	t_0 , °C	$\delta_{из}$, мм
0	170	4	500	0	10	70
1	100	3	600	1	-10	60
2	200	5	1000	2	-5	100
3	300	6	900	3	5	120
4	150	3	2000	4	-7	90
5	350	5	3000	5	-10	110
6	80	2	1000	6	-10	60
7	170	5	900	7	15	80
8	250	5	1500	8	10	90
9	300	5	2500	9	5	110

Таблица 10

<i>Последняя цифра шифра</i>	<i>d_1/d_2, мм</i>	<i>$\delta_{из}$, мм</i>	<i>p, бар</i>	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	<i>l, м</i>	<i>τ, час</i>	<i>t_0, °C</i>
0	25/29	25	10	0	200	2000	10
1	30/35	30	8	1	500	3000	5
2	40/45	40	9	2	600	2500	-5
3	50/56	40	7	3	400	1000	-10
4	70/76	50	10	4	700	3000	8
5	100/110	60	9	5	500	2000	10
6	120/130	70	10	6	300	1500	5
7	140/155	75	10	7	600	2500	0
8	150/165	80	10	8	1000	1000	-2
9	150/160	70	9	9	500	4000	-12

Примечание: Если температура поверхности изоляции $t_{из}$ при расчетах $t_{из} > 50^\circ\text{C}$, необходимо подобрать толщину слоя теплоизоляции из условия $t_{из} \leq 50^\circ\text{C}$.

Таблица 11

<i>Последняя цифра шифра</i>	<i>Q, кВт</i>	<i>t_1, °C</i>	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	<i>μ</i>	<i>η_c</i>	<i>η_k</i>	<i>v_z, кг/кВт.ч</i>
0	10000	80	0	3,5	0,92	0,8	0,35
1	12000	70	1	4	0,9	0,75	0,36
2	15000	80	2	3,2	0,95	0,65	0,37
3	20000	70	3	4Д	0,96	0,8	0,38
4	5000	80	4	3,7	0,9	0,75	0,39
5	8000	90	5	4,5	0,96	0,7	0,4
6	10000	80	6	3,7	0,9	0,8	0,42
7	11000	90	7	3,8	0,95	0,65	0,43
8	9000	70	8	4	0,94	0,68	0,44
9	13000	70	9	4,1	0,95	0,7	0,45

Таблица 12

<i>Последняя Цифра шиф- ра</i>	<i>Q, Гкал/ч</i>	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	$\eta_{м.к.} = \eta_{р.к}$ (газ)	$\eta_{м.к}$ (уголь)	$\eta_{м.к}$ (ма- зут)	η_c
0	3	0	0,85	0,58	0,7	0,65
1	4	1	0,86	0,60	0,72	0,64
2	5	2	0,87	0,61	0,75	0,68
3	6	3	0,88	0,62	0,73	0,6
4	5	4	0,89	0,65	0,74	0,7
5	6	5	0,9	0,57	0,75	0,71
6	4	6	0,91	0,53	0,74	0,75
7	3	7	0,85	0,60	0,76	0,74
8	5	8	0,87	0,62	0,75	0,69
9	4	9	0,86	0,65	0,76	0,76

Таблица 13

<i>Последняя цифра шифра</i>	V (м ³)	K (Вт/м ² ·град)	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	t_n , °C	η_c	W (м/с)
0	3000	4,5	0	-10	0,8	0,13
1	3600	5	1	-15	0,72	0,12
2	4200	6	2	-17	0,74	0,14
3	4800	5,5	3	-20	0,75	0,15
4	3800	6,5	4	-12	0,8	0,15
5	5000	4,8	5	-22	0,81	0,18
6	5200	5,8	6	-18	0,79	0,2
7	4200	6,7	7	-15	0,82	0,12
8	4600	7	8	-23	0,72	0,15
9	3200	8	9	-19	0,68	0,16

Таблица 14

Последняя цифра шиф- ра	$V \cdot 10^{-3},$ $\text{м}^3/\text{ч}$	$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_1'', ^\circ\text{C}$	α_1 (Вт/м ² ·град)	Предпоследняя цифра шифра	$t_2', ^\circ\text{C}$	$t_2'', ^\circ\text{C}$	α_2 (Вт/м ² ·град)	ψ	$\tau, \text{ч}$
0	3,6	250	130	32	0	10	70	25	3,5	3800
1	4	300	160	30	1	8	80	23	4	4500
2	4,5	240	125	28	2	12	75	20	3	4800
3	5	310	170	35	3	5	90	26	4,5	3000
4	6	280	140	26	4	9	70	19	5	4000
5	6,8	190	130	29	5	10	65	22	3,5	5000
6	7,5	200	110	34	6	15	60	25	5,5	3500
7	10	230	115	36	7	11	70	27	5	4800
8	15	260	120	25	8	14	75	19	4	4300
9	12	210	105	20	9	13	60	16	3,5	4000

Таблица 15

Последняя цифра шифра	$F(m^2)$	α_1 (Вт/м ² ·град)	Предпоследняя цифра шифра	W , м/с	$\lambda_{из}$, Вт/м ² ·град	Наименование материала
0	3000	7,5	0	1,5	0,09	Совелитовые плиты
1	5000	8	1	1,8	0,095	Шлаковые плиты
2	10000	10	2	2	0,088	Плиты «Оргизоль»
3	4500	9	3	2,5	0,11	Соломитовые плиты
4	8000	6,5	4	0,9	0,12	Камышитовые плиты
5	12000	12	5	1	0,075	Пробковые плиты
6	6000	12	6	1,7	0,124	Пеностекло
7	9500	7,5	7	2,3	0,085	Пенопласт
8	7500	10	8	2,5	0,082	Торфоплиты
9	6500	9	9		0,085	Плиты «Новоизоль»

Таблица 16

Последняя цифра шифра	V , (м ³)	t_1' , °C	t_1'' , °C	Предпоследняя цифра шифра	t_2' , °C	t_2'' , °C	μ	Ц.ТНУ (у.е.)
0	40	12	65	0	30	21	3,9	55000
1	50	15	70	1	25	16	3,8	60000
2	60	15	80	2	20	11	3,5	65000
3	50	12	72	3	25	17	3,4	55000
4	55	11	80	4	30	21	3,5	62000
5	60	16	75	5	18	10	3,3	65000
6	45	14	70	6	19	10	3,4	58000
7	48	15	65	7	26	18	3,9	59000
8	30	16	70	8	28	20	3,6	48000
9	40	15	75	9	30	21	3,4	50000

Исходные данные для экономического расчета. Тарифы на энергоносители по состоянию на 01.12.2003 г.

Тариф для предприятий	Значение
1. Электроэнергия (у.е./кВт·ч)	0,065
2. Ставка участия в (кВт) на заявленную мощность (у.е.)	3,8

Таблица 17

Последняя цифра шифра	W , кг/час	d_2 г/кгс.воз	Предпоследняя цифра шифра	τ (ч)	t_1' , °C
0	110	40	0	4500	52
1	150	50	1	4000	55
2	200	60	2	3800	60
3	220	65	3	4100	57
4	250	55	4	5000	58
5	180	45	5	5500	61
6	270	48	6	5100	50
7	300	58	7	4600	57
8	310	60	8	3900	62
9	350	54	9	4800	56

Таблица 18

Последняя цифра шифра	W_1 м/с	Предпоследняя цифра шифра	α_2 (Вт/м ² ·град)
0	0,5	0	6
1	1	1	8
2	1,5	2	10
3	2	3	7
4	2,5	4	5
5	3	5	12
6	1,8	6	8
7	2,2	7	6,5
8	3,1	8	7,5
9	2,8	9	10,5

Таблица 19

Последняя цифра шифра	G_1 , кг/ч	m , число рабочих в смену	t_1 , °C	Предпоследняя цифра шифра	β	K (у.е.)	τ , ч
0	3700	100	130	0	0,84	25000	6000
1	4300	200	135	1	0,85	35000	6400
2	5800	250	140	2	0,89	45000	6800
3	7400	300	150	3	0,91	52000	6900
4	9400	500	135	4	0,92	70000	7200
5	4500	200	140	5	0,93	36000	6200
6	7200	300	145	6	0,85	55000	5900
7	9200	500	150	7	0,9	73000	6800
8	5600	250	140	8	0,87	50000	6900

Значения коэффициента часовой неравномерности потребления горячей воды, K .

Кол-во рабочих в смену, m	100	200	250	300	500	1000	3000	6000
Коэффициент часовой неравномерности, K	3,5	2,9	2,8	2,7	2,5	2,3	2,1	2

Значения удельной тепловой характеристики q_v (Вт/м³·град) для расчета приточной вентиляции промышленных зданий.

<i>Внутренний объем помещений $V(\text{м}^3)$</i>	<i>Удельная тепловая характеристика, q_v</i>	<i>Внутренний объем помещений $V(\text{м}^3)$</i>	<i>Удельная тепловая характеристика, q_v</i>
Многоэтажные здания		Одноэтажные здания	
5000	0,48	5000 ÷ 10000	0,67 ÷ 0,84
10000	0,44		
15000	0,38	10000 ÷ 15000	0,5 ÷ 0,58
20000	0,36		
25000	0,336	Свыше 15000	0,33 ÷ 0,42
30000	0,31		

Таблица 20

<i>Последняя цифра шифра</i>	<i>$M_0 \cdot 10^{-5}$, (кг/год)</i>	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	<i>N, число рабочих в смену</i>
0	6	0	20
1	7	1	25
2	8	2	35
3	9	3	50
4	10	4	60
5	11	5	70
6	12	6	75
7	8	7	60
8	9	8	55
9	10	9	68

Таблица 21

<i>Последняя цифра шифра</i>	<i>$D_{\text{ис}}, \text{м/ч}$</i>	<i>p_1, бар</i>	<i>$t'_{\text{п.в.}}, ^\circ\text{C}$</i>	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	<i>p_2, бар</i>	<i>v, %</i>	<i>τ_d, ч</i>
0	420	140	215	0	50	3,5	3000
1	640	140	220	1	50	3	2800
2	75	40	180	2	20	4	3200
3	230	100	160	3	35	2,5	2600
4	220	100	160	4	35	3	2500
5	120	90	160	5	30	5	3000
6	170	110	160	6	40	3,5	2500
7	90	80	160	7	30	3	3000
8	120	140	215	8	50	3	2000
9	75	90	180	9	35	4	2800

Таблица 22

Последняя цифра шифра	Выпариваемый рас- твор	G_1 , кг/ч	p_2 , бар	v_1	v_2	Предпоследняя цифра шифра	K_1 , Вт/м ² ·град	τ , ч	β
0	Гидроксид натрия (NaOH)	10.000	1,1	0,1	0,6	0	1100	4500	0,84
1	Азотнокислый калий (KNO ₃)	11.000	1,2	0,1	0,6	1	950	6000	0,92
2	Азотистокислый аммо- ний (NH ₄ NO ₃)	12.000	1,4	0,1	0,8	2	1000	5500	0,85
3	Гидроксид калия (KOH)	7.000	1,1	0,12	0,55	3	1050	4800	0,92
4	Гидроксид натрия (NaOH)	9.000	1,2	0,2	0,5	4	900	5000	0,85
5	Гидроксид калия (KOH)	8.500	1,2	0,085	0,48	5	950	4500	0,87
6	Азотнокислый калий (KNO ₃)	10.500	1,3	0,2	0,5	6	850	5500	0,89
7	Гидроксид натрия (NaOH)	8.500	1,2	0,1	0,4	7	1000	4200	0,85
8	Гидроксид натрия (NaOH)	8.000	1,3	0,1	0,4	8	1150	4000	0,85
9	Азотистокислый аммо- ний (NH ₄ NO ₃)	10.500	1,2	0,2	0,8	9	900	5000	0,95

Таблица 23

Последняя цифра шифра	G т/ч	H , $м^2$	t , $^{\circ}C$	Предпоследняя цифра шифра	p_2 , бар	t , $^{\circ}C$	I_2 , кДж/кг	τ_d , ч
0	40	70	1300	0	19	380	2140	5100
1	35	65	1250	1	18	370	2110	6200
2	39	68	1200	2	16	360	2142	5500
3	45	78	1350	3	20	380	2125	7000
4	32	60	1270	4	15	350	2135	6500
5	41	70	1250	5	17	370	2145	4900
6	37	68	1170	6	16	360	2130	6800
7	42	72	1200	7	18	370	2150	7000
8	44	76	1250	8	17	380	2148	6400
9	38	68	1300	9	20	390	2140	5800

Примечание: энтальпию отработанного пара после адиабатного расширения в турбине можно определить по параметрам пара p_1 , t_n и давлению в конденсаторе турбины $p_2 = 0,04$ бар.

Таблица 24

Последняя цифра шифра	G_1 , (т)	G_2 , (т)	Предпоследняя цифра шифра	K , (Вт/м ² ·град)	τ_d , (ч)
0	20	10	0	560	3000
1	16	8	1	610	2800
2	14	7	2	480	2500
3	22	11	3	520	3100
4	18	9	4	615	3200
5	20	10	5	550	2600
6	18	9	6	620	3000
7	24	12	7	570	2900
8	20	10	8	580	2800
9	22	11	9	605	3100

Таблица 25

Последняя цифра шиф- ра	p (бар)	Q (кВт)	$\Delta t_{пол.}$, $^{\circ}C$	Предпоследняя цифра шифра	K , (Вт/м ² ·град)	β	τ_d
0	2	300	12	0	1150	0,85	4500
1	2,5	350	13	1	1200	0,82	5100
2	3	400	15	2	1250	0,91	6200
3	3,5	450	15	0	1450	0,82	5700
4	4	500	20	4	1300	0,87	6500
5	2,5	280	16	5	1100	0,79	6200
6	5	460	17	6	1350	0,92	5800
7	4,5	380	14	7	1400	0,75	4800
8	3	350	15	8	1250	0,83	4500
9	3,5	410	18	9	1480	0,86	5800

Таблица 26

Последняя цифра шифра	V_1 , (м ³ /с)	V_2 , (м ³ /с)	Предпоследняя цифра шифра	$t_{в1}$, °С	$t_{в2}$, °С	K , (Вт/м ² ·град)	τ_d , (ч)
0	5	11	0	-5	3	27	4000
1	4	9	1	-4	4	30	4600
2	6	12	2	-6	3	25	4800
3	3	6	3	-7	2	28	5000
4	7	13	4	-8	2	32	4700
5	5,5	12	5	-9	3	35	4500
6	6,5	13	6	-6	4	26	4700
7	8	16	7	-7	3	29	4800
8	7,5	16	8	-5	5	30	4600
9	5	10	9	-6	5	26	4300

Таблица 27

Последняя цифра шиф- ра	M , т/сут	q , кДж/кг	η_t	Предпоследняя цифра шифра	β	τ , ч/год	Q_n^p , кДж/м
0.	350	10000	0,25	0.	0,8	8000	36000
1.	400	10500	0,2	1.	0,9	7500	37000
2.	450	11000	0,3	2.	0,75	6000	38000
3.	380	9000	0,27	3.	0,85	8000	36500
4.	500	10000	0,31	4.	0,92	7000	37500
5.	400	9500	0,25	5.	0,95	6500	38000
6.	350	10500	0,3	6.	0,82	7500	36000
7.	300	11000	0,32	7.	0,79	8000	37500
8.	450	11500	0,19	8.	0,91	7500	36500
9.	480	10000	0,25	9.	0,93	6800	36800

Таблица 28

Последняя цифра шиф- ра	T_0 , °С	W , м/с	T_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	τ , ч
0.	-5	0,9	150	1.	4700
1.	-10	1,2	140	2.	4000
2.	-15	1,5	130	3.	5000
3.	-8	2	150	4.	4500
4.	-6	1,3	140	5.	4700
5.	-5	0,8	130	6.	4600
6.	-10	1,4	135	7.	4900
7.	-9	1,3	145	8.	4800
8.	-15	2	150	9.	4600
9.	-12	1,8	135	10.	4700

Таблица 29

<i>Последняя цифра шифра</i>	$\eta_{к.м.}$	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	$\eta_{к.р.}$	$\eta_{т.с.}$
0	0,7	0	0,9	0,92
1	0,65	1	0,92	0,95
2	0,75	2	0,91	0,94
3	0,8	3	0,92	0,89
4	0,65	4	0,90	0,85
5	0,75	5	0,91	0,93
6	0,7	6	0,9	0,95
7	0,68	7	0,89	0,97
8	0,72	8	0,9	0,96
9	0,75	9	0,92	0,94

Таблица 30

<i>Последняя цифра шифра</i>	$D, н$	<i>Предпоследняя цифра шифра</i>	$P, МПа$	$t_{п.в.}$
0	80000	0	0,12	105
1	60000	1	0,14	100
2	50000	2	0,10	90
3	30000	3	0,15	110
4	90000	4	0,13	115
5	70000	5	0,12	120
6	80000	6	0,14	105
7	60000	7	0,15	110
8	50000	8	0,13	95
9	40000	9	0,12	105

3.3 Контрольные вопросы по курсу

1. Теплоносители. Основные требования к выбору теплоносителей.
2. Горячая вода, водяной пар, дымовые газы и воздух как теплоносители. Преимущества и недостатки.
3. Основные конструктивные особенности теплообменных аппаратов, применяемых в системах утилизации вторичных энергоресурсов (ВЭР).
4. Вторичные энергетические ресурсы (ВЭР). Основные понятия и определения. Определение выхода ВЭР.
5. Анализ основных видов тепловых ВЭР текстильной промышленности.
6. Использование теплоты конденсата «глухого» пара и теплоты паро-воздушной смеси (как ВЭР).
7. Использование теплоты сбросных растворов и теплоты дымовых (топочных) газов.
8. Возобновляемые источники энергии. Использование энергии воды, биомассы, геотермальной энергии, солнечной энергии, энергии ветра.
9. Бытовое энергосбережение.

10. Основы энергетического аудита и менеджмента.
11. Основы учета и регулирования потребления энергоресурсов.
12. Основные правовые и нормативные документы в области энергосбережения.
13. Экономические и финансовые механизмы энергосбережения.
14. Ценовое и тарифное регулирование в области энергосбережения.
15. Энергетические аудиты и обследование.
16. Экологические эффекты энергосбережения.
17. Транспортирование тепловой и электрической энергии.
18. Тепловые сети. Тепловая изоляция. Потери энергии при транспортировании.
19. Районные и местные котельные. Мини-ТЭЦ и мини-котельные. Тех-
нико-экономический выбор систем теплоснабжения.
20. Методы нормирования энергопотребления.
21. Основные положения закона Республики Беларусь «Об энергосбере-
жении».
22. Структура и функции энергетического менеджмента.
23. Понятие о топливно-энергетическом комплексе (ТЭК) и его структу-
ре и топливно-энергетический баланс (ТЭБ).
24. Структура управления ТЭК и системой энергосбережения Республи-
ки Беларусь.
25. Классификация систем теплоснабжения и потребителей тепла.
26. Схема и принцип работы теплонасосной установки.
27. Влияние энергетики на биосферу и экологические эффекты энерго-
сбережения.
28. Менеджмент в энергетике.
29. Основные технические направления государственной программы
«Энергосбережение».
30. Прямые методы преобразования энергии. Новые методы генерирова-
ния и преобразования энергии.
31. Использование энергии в промышленности, основные направления и
мероприятия по энергосбережению.
32. Современные способы получения электрической энергии.
33. Социально-экономический и психологический аспекты энергосбере-
жения. Потенциал энергосбережения.
34. Управление энергетическими системами и энергосбережением.
35. Энергосбережение в жилищно-коммунальном секторе.
36. Экологические проблемы ядерной энергетики.
37. Основные системы учета, регулирования и потребления энергоресур-
сов.
38. Экономическая и тарифная политика Республики Беларусь.

4 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ ЗАДАЧ

Задача 1. Тепловой поток через плоские поверхности в стационарном режиме определяется по выражению

$$Q = \frac{t_{вн} - t_n}{\sum_{i=0}^n R_i} \cdot F \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}, \quad (4.1)$$

где $R_i = \frac{d_i}{l_i}$ – термическое сопротивление плоской стенки ($\text{м}^2 \cdot \text{град} / \text{Вт}$);

F – общая поверхность стен здания (м^2). Потери тепла через стены здания уменьшаются за счет увеличения термического сопротивления стен. Расход условного топлива на отопление здания определяется

$$B_{y.m.} = \frac{Q}{Q_{n.y.m.}^p} \cdot 3600, \text{ (кг/ч)}, \quad (4.2)$$

где $Q_{n.y.m.}^p = 29300$ (кДж/кг) – теплота сгорания условного топлива.

Расход условного топлива рассчитывается за весь отопительный сезон.

Экономия условного топлива за счет повышения требований к теплоизоляции стен зданий

$$\Delta B_{y.m.}^q = \frac{\Delta Q}{Q_{n.y.m.}^p} \cdot 3600, \text{ (кг/ч)}; \quad \Delta B_{год} = \Delta B_{y.m.}^q \cdot t, \text{ (кг/сезон)}. \quad (4.3)$$

Задача 2. Задача решается по уравнениям (4.1. – 4.3.).

Задача 3. Потери тепла зданием, которые необходимо знать для определения теплопроизводительности систем отопления, при строительстве зданий определяются:

$$Q = q_0 \cdot V_n \cdot (t_{вн} - t_n) \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}, \quad (4.4)$$

где V_n – наружный строительный объем здания (м^3); q_0 – удельная отопительная характеристика здания ($\text{Вт} / \text{м}^3 \cdot \text{град}$).

Удельная отопительная характеристика здания при $t_n = -30^\circ\text{C}$ определяется по уравнению

$$q'_0 = a / \sqrt[6]{V_n}, \text{ (Вт} / \text{м}^3 \cdot \text{град)}. \quad (4.5)$$

Постоянный коэффициент a , зависящий от конструкции стен здания, задан в условиях задачи.

С учетом поправки на отклонение температуры наружного воздуха от $t = -30^\circ\text{C}$, отопительная характеристика в уравнении (4.4.) равна $q_0 = y \cdot q_0$ ($\text{Вт/м}^3 \cdot \text{град}$). Экономия условного топлива между вариантами определяется по уравнению (4.3.).

Задача 4. Возможная выработка тепла в утилизационной установке за счет использования ВЭР определяется по формуле

$$Q_{BЭР} = G_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}} \cdot c_p \cdot (t_1' - t_1'') \cdot b \cdot h \cdot t, \quad (\text{кДж}), \quad (4.6)$$

где $Q_{BЭР}$ – количество теплоты, полученной в утилизационной установке (кДж); c_p – теплоемкость смеси, (кДж/кг·град); β – коэффициент несоответствия режима и числа часов работы утилизационной установки и основного оборудования; h – КПД утилизационной установки; t – действительный фонд времени работы основного оборудования (ч); $G_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}} = V \cdot r$ – выход ВЭР от теплотехнологических аппаратов (кг/ч).

Приведенные годовые затраты от внедрения и использования ВЭР можно определить по упрощенному выражению. Общая формула приведенных затрат имеет вид

$$Z = E_n \cdot K + C_{\text{экс}}, \quad (\text{у.е.}) \quad (4.7)$$

где K – капиталовложения в утилизационную установку ВЭР (у.е.); $E_n = 0,15$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений; $C_{\text{экс}}$ – годовые эксплуатационные расходы (у.е.). Экономия условного топлива определяется

$$B_{\text{у.м.}} = \frac{Q_{\text{ВЭР}}}{29300} \quad (\text{кг}); \quad \Delta \mathcal{E} = B_{\text{у.м.}} \cdot C_{\text{у.м.}}, \quad (\text{у.е.}), \quad (4.8)$$

где $\Delta \mathcal{E}$ – годовой экономический эффект за счет утилизации ВЭР (у.е.); $Q_{\text{ВЭР}}$ – возможный выход ВЭР в (кДж); $C_{\text{у.м.}} = 120 \text{ у.е./т}$ – цена 1 т условного топлива. Срок окупаемости капиталовложений по соотношению

$$T = \frac{K}{\Delta \mathcal{E} - C_{\text{экс}}}, \quad (\text{лет}) \quad (4.9)$$

Массовый расход горячей воды определяется из уравнения теплового баланса теплообменника-утилизатора:

$$Q_{\text{ВЭР}} = G_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}} \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot h_{\text{ум}} = M_{\text{г}} \cdot c_{\text{г}} \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (\text{кДж/ч}). \quad (4.10)$$

Расход горячей воды

$$M_{\text{г}} = \frac{G_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}} \cdot c_p \cdot (t_1' - t_1'') \cdot h_{\text{ум}}}{c_{\text{г}} \cdot (t_2'' - t_2')}, \quad (\text{кг/ч}). \quad (4.11)$$

Поверхность нагрева теплообменника находится из уравнения теплопередачи

$$Q_{\text{ВЭР}} = K \cdot F \Delta t \cdot 10^{-3}, \quad (\text{кВт}). \quad (4.12)$$

Средний температурный напор для теплообменника определяется по рис. 4.1 и формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_M}} \quad (4.13)$$

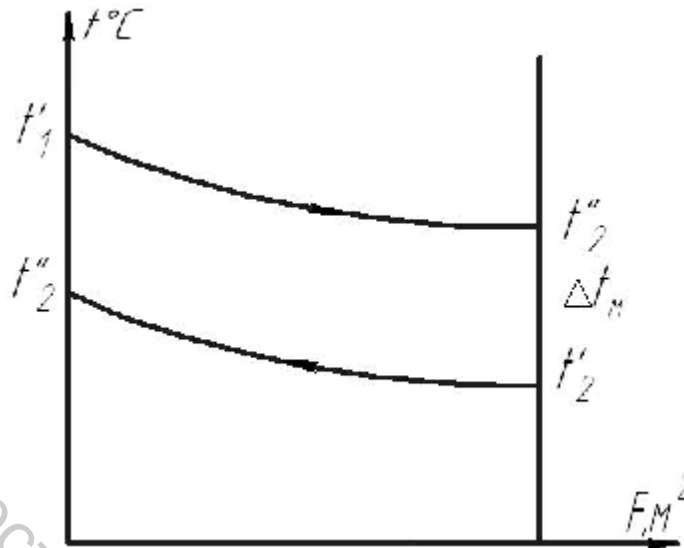


Рисунок 4.1 – Противоток

Поверхность нагрева теплообменника

$$F = \frac{Q_{ВЭР} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t}, \text{ (м}^2\text{)}, \quad (4.14)$$

где Δt_d , Δt_M – больший и меньший перепад температур теплоносителей.

Задача 5. Задача решается по методике задачи 4.

Задача 6. Задача решается по методике задачи 4.

Тепло, переданное дымовыми газами в испарительной системе котла утилизатора

$$Q_{исп} = V_2 \cdot r_2 \cdot c_p \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot h_k, \text{ (кДж/ч)}, \quad (4.15)$$

где V_2 (м³/ч) – объемный расход дымовых газов; r_2 – плотность дымовых газов по тракту котла (кг/м³); c_p – теплоемкость дымовых газов (кДж/кг·град); h_k – КПД котла-утилизатора.

Поверхность нагрева испарительной системы котла определяется из уравнения теплопередачи

$$F_{исп} = \frac{Q_{исп}}{K_1 \cdot \Delta t_{исп}} \cdot \frac{10^3}{3600} \text{ (м}^2\text{)}, \quad (4.16)$$

где $Q_{исп}$ – из уравнения (4.15.)

Средний температурный напор для испарительной системы

$$\Delta t_{исп} = \frac{\Delta t_d - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_M}} = \frac{(t_1' - t_n) - (t_1'' - t_n)}{\ln \frac{t_1' - t_n}{t_1'' - t_n}}, \quad (4.17)$$

где t_n – температура насыщенного пара при давлении в барабане котла $p = 10$ бар, находится по таблицам насыщенного пара (таблица 17, приложения). Паропроизводительность котла-утилизатора определяется из уравнения теплового баланса для испарительной системы котла

$$D_k = \frac{Q_{исп}}{i'' - i'}, \quad (\text{кг/ч}), \quad (4.18)$$

где $Q_{исп}$ в (кДж/ч), из уравнения (4.15.), i'' и i' , (кДж/кг) – энтальпии насыщенного пара и питательной воды при давлении $p = 10$ бар, находятся по таблицам насыщенного пара (таблица 17, приложения).

Тепло, передаваемое дымовыми газами питательной воде в экономайзере, определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{эк} = V_{\Gamma} \cdot r_{\Gamma} \cdot c_p \cdot (t_{эк}' - t_{эк}'') \cdot h_{эк}, \quad (\text{кДж/ч}). \quad (4.19)$$

Поверхность нагрева экономайзера

$$F_{эк} = \frac{Q_{эк}}{K_2 \cdot \Delta t_{эк}} \cdot \frac{10^3}{3600} \quad (\text{м}^2). \quad (4.20)$$

Средний температурный напор для экономайзера находится из рис.4.1 для противотока. Производительность экономайзера по питательной воде для котла-утилизатора и отопления определяется из уравнения теплового баланса экономайзера:

$$Q_{эк} = M_{н.в.} \cdot c_v \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (\text{кДж/ч}). \quad (4.21)$$

Производительность экономайзера по питательной воде

$$M_{н.в.} = \frac{Q_{эк}}{c_v \cdot (t_2'' - t_2')}, \quad (\text{кг/ч}). \quad (4.22)$$

Производительность системы отопления и горячего водоснабжения при $t_{п.в.} = 110^\circ\text{C}$:

$$M_{от} = M_{н.в.} - D_k, \quad (\text{кг/ч}). \quad (4.23)$$

Задача 7. При наложении тепловой изоляции на трубопроводы тепловые потери могут увеличиваться по сравнению с потерями тепла неизолированного трубопровода. Особенно это явление, при неправильном выборе материала изоляции, характерно для труб малого диаметра. Для правильного выбора тепловой изоляции необходимо определить критический диаметр изоляции, который не зависит от диаметра трубопровода. Критический диаметр должен отвечать неравенству: $d_{кр} < d_2$, а $d_{кр.из}$ определяется по формуле

$$d_{кр.из} = \frac{2 \cdot l_{из}}{a_2}, \quad (\text{м}). \quad (4.24)$$

Если $d_{кр} < d_2$, то выбранную изоляцию использовать нельзя. Коэффициент теплопроводности тепловой изоляции подбирается по неравенству

$$l_{из} \leq \frac{a_2 d_2}{2}, \text{ (Вт/м·град)}. \quad (4.25)$$

Только при этом условии тепловая изоляция является эффективной.

Линейные потери тепла с одного погонного метра неизолированного трубопровода

$$q_{e1} = K_{e1} \cdot p \cdot (t_n - t_0), \text{ (Вт/м)}. \quad (4.26)$$

Линейные потери тепла с погонного метра изолированного трубопровода

$$q_{e2} = K_{e2} \cdot p \cdot (t_{из} - t_0), \text{ (Вт/м)}. \quad (4.27)$$

Линейные коэффициенты теплопередачи для неизолированного трубопровода

$$K_{e1} = \frac{1}{\frac{1}{a_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2l_{cm.}} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2 \cdot d_2}}, \text{ (Вт/м·град)}; \quad (4.28)$$

для изолированного трубопровода

$$K_{e2} = \frac{1}{\frac{1}{a_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2l_{cm.}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2l_{из.}} \cdot \ln \frac{d_{из.}}{d_1} + \frac{1}{a_2 \cdot d_{из.}}}, \text{ (Вт/м·град)}. \quad (4.29)$$

Температура поверхности изоляции уточняется по уравнению

$$t_{из.} < t_0 + \frac{q_{e2}}{p} \cdot \frac{1}{a_2 \cdot d_{из.}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.30)$$

Задача 8. Потери тепла с 1 погонного метра длины трубопровода определяются по формуле

$$q_1 = \frac{Q}{l} = \frac{p(t_1 - t_0)}{\sum_{i=0}^n \frac{1}{2l_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \text{ (Вт/м)}. \quad (4.31)$$

Или

$$q_1 = \frac{p(t_1 - t_0)}{\sum_{i=0}^n R_i}, \text{ (Вт/м)}. \quad (4.32)$$

где $\sum_{i=0}^n R_i$ – сумма линейных термических сопротивлений теплопровода (м·град/Вт). Термическое сопротивление неизолированного трубопровода

$$R_1 = \frac{1}{a_n \cdot d_n}, \text{ (м·град/Вт)}; \quad (4.33)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы в окружающую среду, (Вт/м·град). Определяется по выражению:

$$a_n = 9,3 + 0,047(t_n - t_0) + 7\sqrt{W}, \text{ (Вт/м}^2\text{·град)}. \quad (4.34)$$

Для неизолированного трубопровода принимается $t_n = t_1$

(t_1 – температура теплоносителя); t_0 – температура окружающей среды;

W – скорость ветра.

Термическим сопротивлением стального теплопровода можно пренебречь.

Общие потери тепла трубопроводом определяются

$$Q_n = q_1 \cdot l = \frac{p \cdot (t_1 - t_0)}{R_1} \cdot l \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт/ч)}. \quad (4.35)$$

Термическое сопротивление изолированного трубопровода складывается из сопротивления слоя изоляции и сопротивления теплоотдачи от поверхности в окружающую среду

$$R_2 = R_{из} + R_{нар}. \quad (4.36)$$

Сопротивление слоя изоляции

$$R_{из} = \frac{1}{2l_{из}} \cdot \ln \frac{d_{из}}{d_2}, \text{ (м·град/Вт)}. \quad (4.37)$$

Наружный диаметр трубопровода со слоем изоляции $d_{из} = d_2 + 2d_{из}$.

Термическое сопротивление теплоотдачи в окружающую среду определяется по уравнению (4.33), предварительно принимая температуру поверхности изоляции t_n в уравнении (4.34) $t_n = 30^\circ\text{C}$. Потери тепла определяются

$$Q_{из.} = q_1 \cdot l = \frac{p \cdot (t_1 - t_0)}{R_{из} - R_{нар}} \cdot l \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}. \quad (4.38)$$

Проверяем по формуле (4.40) температуру на поверхности изоляции t_n .

При подземной бесканальной прокладке термическое сопротивление грунта определяется:

$$R_{гр} = \frac{1}{2l_{гр}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{d_n}, \text{ (м·град/Вт)}, \quad (4.39)$$

где h – глубина заложения трубопровода. Потери тепла теплопроводом определяются по формуле (4.35). Для теплопровода изолированного подземной прокладки определяют сопротивление $R_{гр}$ и сопротивление слоя изоляции ($R_{гр} + R_{из}$) по формулам (4.37) и (4.39), d_n – с учетом толщины слоя изоляции. Потери тепла находятся по выражению (4.38).

Температура поверхности изоляции определяется из уравнения

$$t_n = \frac{\frac{t_1}{R_{из}} + \frac{t_0}{R_n}}{\frac{1}{R_{из}} + \frac{1}{R_n}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.40)$$

где $R_{из}$ и R_n – термические сопротивления слоя изоляции и сопротивления теплоотдачи, определяются по соотношениям (4.37) и (4.33). Эффективность тепловой изоляции оценивается коэффициентом эффективности изоляции

$$h_c = \frac{Q_{нез} - Q_{из}}{Q_{нез.}} = \frac{\Delta Q}{Q_{нез.}}, \quad (4.41)$$

где $Q_{нез.}$, $Q_{из}$ – теплотери неизолированного и изолированного трубопровода; η_c – КПД тепловой сети.

Падение температуры теплоносителя по длине теплопровода определяется из уравнения

$$t_2 = t_1 - \frac{q_l \cdot l(1 + \beta)}{c \cdot G}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.42)$$

где G – расход теплоносителя (кг/с), q_l – удельные тепловые потери (Вт/м); c – теплоемкость теплоносителя (Дж/кг·град); β – коэффициент местных потерь.

Объемный расход теплоносителя

$$V = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot W_{\text{в}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.43)$$

где $W_{\text{в}}$ – скорость движения теплоносителя (м/с), $d_{\text{вн}} = d_2 - 2d_{\text{ст}}$ – внутренний диаметр трубы в (м).

Массовый расход равен

$$G = V \cdot \rho, \text{ (кг/с)}. \quad (4.44)$$

Формула (4.42) справедлива, когда падение температуры не более 5 % от начальной температуры теплоносителя. Если падение более 5 %, необходимо разбить трубопровод на участки и для каждого участка определить удельные потери q_l с учетом падения температуры теплоносителя на предыдущем участке, а затем суммировать все значения падения температур по участкам.

Полные линейные тепловые потери тепла трубопроводом с учетом местных потерь определяются

$$Q = q_l \cdot l(1 + \beta) \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}. \quad (4.45)$$

Экономия условного топлива за счет снижения потерь тепла находится из выражения

$$B_{\text{ус}} = \frac{\Delta Q_{\text{изол}}}{Q_{\text{н.усл.}}^{\text{р}}} \cdot 3600, \text{ (кг/ч)}, \quad (4.46)$$

где $Q_{\text{н.усл.}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания условного топлива, $Q_{\text{н.усл.}}^{\text{р}} = 29300 \text{ кДж/кг}$.

При стоимости 1 тонны условного топлива $C = 120 \text{ у.е.}$ годовой эффект составит:

$$\Delta \mathcal{E} = B_{\text{усл.}} \cdot t \cdot C, \text{ (у.е.)}, \quad (4.47)$$

где t – действительный фонд времени работы теплопровода.

Задача 9. Потери тепла излучением с поверхности неизолированного трубопровода определяются

$$Q_{\text{изл}} = e_1 \cdot C_0 \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}, \quad (4.48)$$

где $F = \pi d_2 \cdot l \text{ (м}^2\text{)}$ – поверхность трубопровода, $C_0 = 5,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$ – коэффициент излучения черного тела, e_1 – степень черноты стали.

Общие потери тепла излучением и конвекцией равны

$$Q = Q_{\text{изл}} + q_{l.k.} \cdot l \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}. \quad (4.49)$$

Потери тепла изолированным трубопроводом, при температуре поверхности изоляции $t_{\text{из}} = 50^\circ\text{C}$, определяются по уравнению

$$Q_{изол} = \frac{p(t_1 - t_{из})}{\frac{1}{2l_{из}} \cdot \ln \frac{d_{из.}}{d_2}} \cdot l \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}. \quad (4.50)$$

Термическим сопротивлением стальной трубы можно пренебречь. Температура поверхности изоляции уточняется по уравнению

$$t_{из} = t_1 - \frac{q_l}{p} \cdot \frac{1}{2l_{из}} \cdot \ln \frac{d_{из.}}{d_2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.51)$$

Если $t_{из} \leq 50^\circ\text{C}$, уточнений расчета не требуется. Потери тепла за счет тепловой изоляции снижаются на величину

$$\Delta Q = Q - Q_{изол}, \text{ (кВт)}. \quad (4.52)$$

Экономия условного топлива и эффективность тепловой изоляции находятся по выражениям (4.41), (4.46) и (4.47).

Задача 10. Коэффициент теплопередачи многослойной цилиндрической стенки определяем по уравнению

$$K_{ц} = \frac{1}{\frac{1}{a_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2l_{ст.}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2l_{из.}} \cdot \ln \frac{d_{из.}}{d_2} + \frac{1}{a_2 \cdot d_{из}}}, \text{ (Вт/м}\cdot\text{град)}. \quad (4.53)$$

Тепловой поток

$$Q_{ц} = K_{ц} \cdot p \cdot l(t_n - t_0) \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)} \quad (4.54)$$

Тепловой поток $Q_{ц}$ – определяется для двух вариантов тепловой изоляции за время работы паропровода τ . Температура наружной поверхности слоя изоляции находится из уравнения

$$t_{из} = t_0 + \frac{q_l}{p} \cdot \frac{1}{a_2 d_{из}}, \text{ (} ^\circ\text{C)}, \quad (4.55)$$

где $q_l = \frac{Q_{ц}}{l}$ – линейный тепловой поток (Вт/м).

Температура насыщенного пара t_n и энтальпия определяются по таблицам насыщенного пара (таблица 17, приложения). Потеря тепла в кг пара

$$D = \frac{\Delta Q_{из.}}{i''} \cdot 3600, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.56)$$

Экономия условного топлива

$$\Delta B_{y.m.} = \frac{\Delta Q_{из.} \cdot 3600}{Q_{н(усл)}^p}, \text{ (кг/ч)}, \quad (4.57)$$

где $Q_{н(усл)}^p = 29300$ кДж/кг – теплота сгорания условного топлива. Экономия условного топлива за время работы паропровода

$$B_{y.m.} = \Delta B_{y.m.} \cdot t \cdot 10^{-3}, \text{ (т.у.т./год)} \quad (4.58)$$

Задача 11. Мощность потребляемая электродвигателем компрессора ТНУ

$$N_{эл}^к = Q/m, \text{ (кВт)}. \quad (4.59)$$

Потребляемая мощность с учетом потерь в электросетях

$$N_{эл} = N_{эл}^к / h_c, \text{ (кВт)}. \quad (4.60)$$

Расход условного топлива на КЭС электростанции

$$B_{ус}^{кэс} = N_{эл} \cdot \epsilon_{усл} \cdot 10^{-3}, \text{ (т.у.т./ч)}, \quad (4.61)$$

где $\epsilon_{усл}$ – удельный расход условного топлива на электростанции (кг/кВт·ч).

Расход условного топлива в котельной на выработку тепла

$$B_{усл}^к = \frac{Q}{Q_{н(усл)}^p \cdot h_k} \cdot 10^{-3}, \text{ (т.у.т./ч)}, \quad (4.62)$$

где тепловая нагрузка отопительной системы выражается в (кДж/ч). Экономия условного топлива

$$\Delta B = B_{усл}^{кэс} - B_{усл}^к \quad (4.63)$$

Стоимость сэкономленного топлива при использовании теплонасосной установки

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B_{усл} \cdot C \cdot t, \text{ (у.е.)} \quad (4.64)$$

где $C = 120$ у.е. – цена 1 тонны условного топлива.

Задача 12. Расходы натурального топлива в районной котельной определяются по формуле

$$B_{р.к.} = \frac{Q}{Q_{н}^p \cdot h_{р.к.}}, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.65)$$

В местной котельной

$$B_{м.к.} = \frac{Q \cdot h_c}{Q_{н}^p \cdot h_{м.к.}}, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.66)$$

Удельные расходы условного топлива в районных и местных котельных имеют вид:

$$\epsilon_{р.к.} = \frac{10^9}{29,3 \cdot 10^6 \cdot h_{р.к.}} = \frac{34,2}{h_{р.к.}}, \text{ (кг/ГДж)}, \quad (4.67)$$

где $1 \text{ ГДж} = 10^9 \text{ Дж}$, $29,3 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$ – теплота сгорания условного топлива.

Удельные расходы условного топлива в местных котельных определяются по выражению (4.67) с подстановкой в знаменатель величины $\eta_{м.к.}$.

Экономия условного топлива за счет изменения системы теплоснабжения определяется как разность расходов условного топлива в районных и местных котельных по уравнениям (4.65) и (4.66) с подстановкой в знаменатель теплоты сгорания условного топлива $Q_{н(усл)}^p = 29,3 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$. Тепловая нагрузка системы теплоснабжения также выражается в ГДж.

При анализе вопроса о выборе более эффективного теплоснабжения необходимо воспользоваться уравнением

$$\Delta B_{усл.} = \frac{Q}{Q_{н(усл)}^p} \cdot \left(\frac{h_c}{h_{м.к.}} - \frac{1}{h_{р.к.}} \right). \quad (4.68)$$

Если $\eta_c / \eta_{м.к.} > 1 / \eta_{р.к.}$ – то теплоснабжение от районных котельных энергетически выгоднее, чем от местных котельных. Если $\eta_c / \eta_{м.к.} < 1 / \eta_{р.к.}$, то мест-

ные котельные становятся более выгодными, чем районные. При каких условиях возможны эти оба варианта теплоснабжения?

Задача 13. Расход тепла на отопление здания определяется по потерям тепла через все ограждения здания

$$Q_{om} = q_0 \cdot V \cdot (t_{вн} - t_{н}) \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}. \quad (4.69)$$

Удельная отопительная характеристика здания q_0 , отнесенная к температуре наружного воздуха $t_{н} = -30^{\circ}\text{C}$, определяется по соотношению

$$q_0' = \frac{a}{\sqrt[6]{V_{н}}}, \text{ (Вт/м}^3 \cdot \text{град)}. \quad (4.70)$$

Для зданий, расположенных в климатическом поясе с температурой $t_{н}$, отличающейся от $t_{н} = -30^{\circ}\text{C}$, вычисляется поправка

$$q_0 = (1,3 - 0,01t_{н}) \cdot q_0', \text{ (Вт/м}^3 \cdot \text{град)}. \quad (4.71)$$

Поверхность нагрева отопительных радиаторов определяется из уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q_{om} \cdot 10^3}{K \cdot (t_1 - t_{вн})}, \text{ (м}^2\text{)} \quad (4.72)$$

Общее число секций радиатора при $F_{сек} = 0,25 \text{ м}^2$ составит:

$$Z_c = \frac{F}{F_c}, \text{ (шт)} \quad (4.73)$$

При отоплении от котельной часть тепла теряется в тепловой сети, следовательно, котельная должна выработать тепла $Q_{от}/\eta_c$.

Расход условного топлива при отпуске тепла котельной определяется по формуле

$$B_{\kappa}^{ysl} = \frac{Q_{от}}{h_c \cdot h_{\kappa}} \cdot 3600, \text{ (кг у.т./ч)}. \quad (4.74)$$

При отоплении здания от теплового насоса потери тепла в тепловых сетях отсутствуют. Мощность, потребляемая электродвигателем компрессора теплонасосной установки

$$N_k' = Q_{om} / m, \text{ (кВт)}. \quad (4.75)$$

Мощность электродвигателя с учетом потерь в электросетях

$$N_k = N_k' / h_{э.с.}, \text{ (кВт)}. \quad (4.76)$$

Для определения расхода условного топлива на электростанции для привода компрессора необходимо оценить коэффициент загрузки электродвигателя.

Терморегулятор ТНУ регулирует температуру горячей воды в системе от 60°C до 70°C . Если принять, что коэффициент теплопередачи K и теплоемкость воды c_v для периода остывания теплоносителя не изменяются, то температура остывания теплоносителя определяется

$$t_{ост} = t_{вн} + \frac{t_1 + t_{вн}}{e^{\frac{K \cdot F}{G \cdot c_v} \cdot \tau}}, \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (4.77)$$

где $e = 2,72$ – основание натурального логарифма, F – поверхность нагрева отопительной системы (м^2), τ – время остывания теплоносителя (с), K – ко-

эффект теплопередачи (Вт/ м²·град), c_v – 4190 (Дж/кг·град) – теплоемкость воды, G – масса теплоносителя в системе отопления (кг).

Из уравнения (4.77) время выстояния теплоносителя определяется

$$t_{ост} = \frac{G \cdot c_v}{K \cdot F} \cdot \ln \left(\frac{t_1 - t_{вн}}{t_{ост} - t_{вн}} \right), \quad (с), \quad (4.78)$$

где $\ln e = 1$; $(t_1 - t_{ост}) = 10^\circ C$.

Масса воды в одной секции чугунного радиатора $m_c = 1,6$ кг. Масса теплоносителя в системе отопления

$$G = 1,2 \cdot m_c \cdot Z_c, \quad (4.79)$$

где коэффициент 1,2 учитывает емкость системы труб отопления.

Коэффициент загрузки электродвигателя компрессора приближенно можно оценить по времени остывания теплоносителя в системе отопления

$$j = 1 - \frac{t_{ост}}{60} < 1, \quad (4.80)$$

где $t_{ост}$ в (мин), при $t_{ост} < 60$ мин.

При изменении режима работы теплонасосной установки безразмерная удельная нагрузка установки может определяться по приближенной формуле

$$e_{y\partial} = \frac{1}{0,65 + \frac{W_c}{K \cdot F}} < 1, \quad (4.81)$$

где $W_c = G_c \cdot c_v$ – тепловой водяной эквивалент, (Вт/град); G_c – массовый расход теплоносителя, (кг/с), c_v – массовая теплоемкость воды (Дж/кг·град). Массовый расход теплоносителя в системе отопления

$$G_c = \frac{p d_{тр}^2}{4} \cdot W_v \cdot 10^{-3}, \quad (кг/с), \quad (4.82)$$

где диаметр труб системы отопления $d_{тр} = 20$ мм; G_c – скорость воды (м/с).

Время работы электродвигателя компрессора ТНУ за отопительный сезон

$$t_k = 4800 \cdot e_{y\partial}, \quad (ч/сезон). \quad (4.83)$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии для привода компрессора на электростанции (КЭС)

$$B_{КЭС}^{ysl} = N_k \cdot e_{КЭС}^{ysl} \cdot t_k, \quad (кгу.т./сезон), \quad (4.84)$$

$e_{КЭС}^{ysl} = 0,38$ (кг/кВт·ч) – удельный расход топлива на выработку электроэнергии на КЭС.

Экономия условного топлива теплонасосной установкой

$$\Delta B_{ysl} = B_k^{ysl} - B_{КЭС}^{ysl}, \quad (кгу.т./сезон), \quad (4.85)$$

где B_k^{ysl} – расход условного топлива в котельной за весь отопительный сезон, определяется по уравнению (4.74). Экономический эффект при переходе системы отопления здания от котельной к отоплению от ТНУ составит

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B_{ysl} \cdot C_{ysl}, \quad (у.е.). \quad (4.86)$$

Срок окупаемости капиталовложений в теплонасосную установку

$$T = \frac{K}{\Delta \mathcal{E} - C_{эк}}, \quad (лет). \quad (4.87)$$

Эксплуатационные расходы $C_{\text{экс}}$ принять 10 % от капитальных затрат на установку ТНУ.

Задача 14. Коэффициент теплопередачи со стороны оребренной поверхности определяется

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{a_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{d_{cm.}}{l_{cm}} \cdot \frac{F_1}{F_2} + \frac{1}{a_2}}, \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{град)}. \quad (4.88)$$

Здесь $F_2 / F_1 = y$ – коэффициент оребрения.

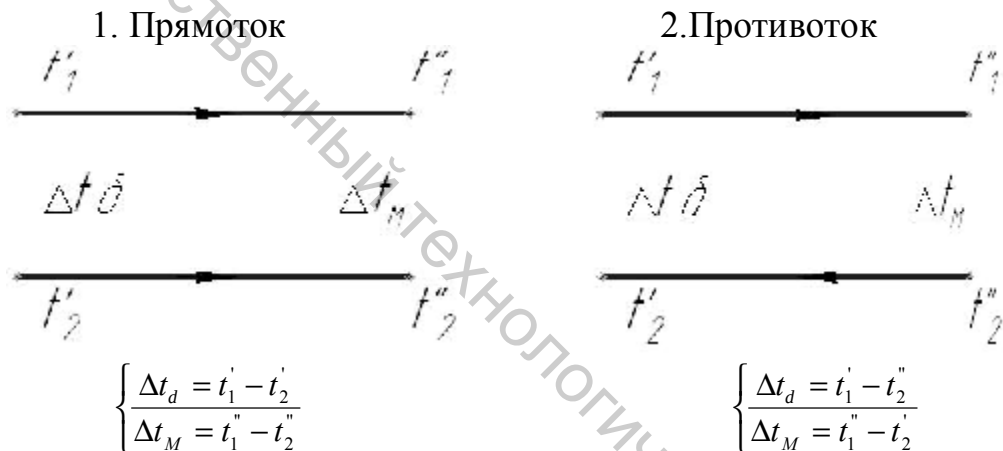
Тепловой поток по оребренной поверхности

$$q_p = \frac{Q_p}{F_2} = K_p \cdot \Delta t, \text{ (Вт/м}^2 \text{)}, \quad (4.89)$$

где Δt – средний температурный напор для теплообменника.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_M}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.90)$$

Температурный напор определяется по следующей схеме:



Количество передаваемого тепла и расход подогреваемого воздуха определяется из уравнения теплового баланса аппарата

$$Q_p = V_g \cdot c_g \cdot (t_2' - t_2'') \cdot h = V_g \cdot c_{pв} \cdot (t_2'' - t_2'), \text{ (кВт)} \quad (4.91)$$

Из уравнения (4.89) находим поверхность F_2 для обеих схем движения теплоносителей

$$F_2 = \frac{Q_p}{K_p \cdot \Delta t}, \text{ (м}^2 \text{)}. \quad (4.92)$$

Количество тепла, которое можно было бы дополнительно передать в отопительную систему за счет использования прямоточного теплообменника с поверхностью теплообмена F_2 (прям) с переводом на противоток:

$$\Delta Q = \Delta F \cdot K_p \cdot \Delta t_{\text{против}}, \text{ (Вт)}, \quad (4.93)$$

где $\Delta F = (F_{\text{прям}} - F_{\text{против}})$, м².

За весь период работы теплообменного аппарата экономия условного топлива составит:

$$B_{\text{усл.}} = \frac{\Delta Q \cdot 10^3}{29300} \cdot 3600 \cdot t, \text{ (кг/сезон)} \quad (4.94)$$

Задача 15. Потери тепла через плоские стенки определяются по уравнению

$$q = K \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}), \text{ (Вт/м}^2\text{)}. \quad (4.95)$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/a_1 + d/l + 1/a_2}, \text{ (Вт/м}^2\text{·град)}. \quad (4.96)$$

Термическое сопротивление теплопередачи

$$\frac{1}{K} = R = \frac{1}{a_1} + \frac{d}{l} + \frac{1}{a_2}, \text{ (м}^2\text{·град/Вт)}. \quad (4.97)$$

Значение коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности стены к наружному воздуху можно определить по приближенной зависимости

$$a_2 = 11,6 + \sqrt{W}, \text{ (Вт/м}^2\text{·град)}, \quad (4.98)$$

где W – скорость ветра (м/с).

Толщина теплоизоляционной плиты определяется из уравнения

$$R = \frac{1}{a_1} + \frac{d}{l} + \frac{d_{\text{из}}}{l_{\text{из}}} + \frac{1}{a_2}, \text{ (м}^2\text{·град/Вт)}. \quad (4.99)$$

Потери тепла 1 м² стены за отопительный сезон по немецким или шведским стандартам

$$q_n = \frac{140 \cdot 10^3}{4600} \text{ (Вт/м}^2\text{)} \text{ или } q_{\text{ш}} = \frac{70 \cdot 10^3}{4600} \text{ (Вт/м}^2\text{)}. \quad (4.100)$$

Общие потери тепла зданием определяются

$$Q = KF \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}) \cdot 10^3 \cdot t, \text{ (кВт·ч/сезон)}. \quad (4.101)$$

Сравнение уравнения (4.95) и соотношений (4.100) устанавливает на сколько снижаются расходы тепла на отопление. Из уравнений (4.95), (4.99) и (4.100), определяется толщина теплоизоляционной плиты $\delta_{\text{из}}$ (м), удовлетворяющая немецким или шведским стандартам. Экономия условного топлива находится:

$$B_{\text{ус}} = \frac{\Delta Q/t}{Q_{\text{н(усл)}}^p} \cdot 3600, \text{ (кг/ч)}, \quad (4.102)$$

где $Q_{\text{н(усл)}}^p = 29300$ кДж/кг – теплота сгорания условного топлива.

Экономический эффект от применения современной строительной и теплоизоляционной технологии

$$\Delta \mathcal{E} = B_{\text{усл}} \cdot C_{\text{усл.т.}} \quad (4.103)$$

Задача 16. Тепловую нагрузку конденсатора ТНУ определяем из уравнения теплового баланса (при $\eta_k=1$)

$$Q_k = G_k \cdot c_v \cdot (t_1'' - t_1'), \text{ (кВт)}, \quad (4.104)$$

где G_k – секундный массовый расход воды через конденсатор (кг/с); c_v – теплоемкость воды $c_v = 4,19$ (кДж/кг·град). Массовый расход воды

$$G_k = \frac{V \cdot 10^3}{t \cdot 3600}, \text{ (кг/с)}. \quad (4.105)$$

Баланс теплонасосной установки

$$Q_{исп} + N_{эл} = Q_{кон}. \quad (4.106)$$

Тепловая нагрузка испарителя определяется

$$Q_{исп} = G_{исп} \cdot c_v (t_2'' - t_2'), \text{ (кВт)}, \quad (4.107)$$

где $G_{исп}$ – массовый расход воды через испаритель (кг/с).

Мощность, потребляемая электродвигателем компрессора ТНУ:

$$N_{эл} = Q_k / m, \text{ (кВт)}. \quad (4.108)$$

Из уравнения (4.107) определяется расход воды на испаритель:

$$G_{исп} = \frac{Q_{исп}}{c_v \cdot (t_2'' - t_2')}, \text{ (кг/с)}. \quad (4.109)$$

Потребляемая мощность электродвигателя с учетом потерь в сетях

$$N_{эл}^к = N_{эл} / h_c, \text{ (кВт)}. \quad (4.110)$$

Определяем электрическую мощность, потребляемую циркуляционными насосами ТНУ:

$$N_n = V \cdot P_n \cdot 10^2 / h_n, \text{ (кВт)}, \quad (4.111)$$

где $V = V_k + V_{исп}$ – объемные расходы воды через конденсатор и испаритель ($\text{м}^3/\text{с}$), давление p в (бар).

Общая мощность, потребляемая ТНУ:

$$N_{ТНУ}^{эл} = N_{эл}^к + N_n, \text{ (кВт)}. \quad (4.112)$$

Расход топлива на электростанции для выработки электроэнергии для привода ТНУ

$$B_{усл.т}^{КЭС} = N_{ТНУ}^{эл} \cdot e_{КЭС}^{усл}, \text{ (кг у.т./ч)}, \quad (4.113)$$

где $e_{КЭС}^{усл} = 0,38$ (кг у.т./кВт·ч) – удельный расход топлива на КЭС.

Расход топлива на КЭС $B_{усл.т}^{КЭС}$ рассчитывается на весь фонд времени работы ТНУ. Удельная стоимость тепла, генерируемая теплонасосной установкой, определяется выражением

$$c_n = \frac{C \cdot A_y \left[\frac{r}{1 - (1+r)^{-m}} + A_3 \right]}{Q_k \cdot t} + c_M + \frac{1}{m} \cdot c_{эм}, \quad (4.114)$$

где C – продажная цена установки; A_y – коэффициент, выражающий затраты на монтаж установки $A_y = 1,15$; Q_k – теплопроизводительность ТНУ (кВт); r – коэффициент дисконтирования, учитывающий возврат капиталовложений; $r = 0,1$; T – срок службы, (лет); τ – количество часов работы установки установленной мощности в год (ч); A_3 – нормативный коэффициент, выражающий эксплуатационные затраты, $A_3 = 0,11$; $c_{эм}$ – тарифная стоимость потребляемой энергии (у.е./кВт·ч); c_M – удельные затраты на эксплуатационные материалы (у.е./кВт·ч);

Удельные эксплуатационные затраты оцениваются по соотношению

$$c_M = \frac{C \cdot A_y}{Q_k \cdot t}, \text{ (у.е./кВт·ч)}, \quad (4.115)$$

где Q_k – тепловая нагрузка конденсатора ТНУ (кВт); t – годовой фонд времени работы ТНУ (ч);

Тарифная стоимость, потребляемой электроэнергии от КЭС $c_{эм} = 0,07$ у.е./кВт·ч.

Количество потребляемой приводом ТНУ электроэнергии

$$\Delta \mathcal{E}_{номр.} = N_{ТНУ}^{эл} \cdot t, \text{ (кВт·ч/год)}. \quad (4.116)$$

Оплата за использованную ТНУ электроэнергию производится по двухставочному тарифу:

$$\Pi = a \cdot N_{ТНУ}^{эл} + в \cdot \mathcal{E}_{номр.}, \quad (4.117)$$

где a – ставка участия на заявленную мощность (кВт), $в$ – тариф за потребляемую электроэнергию (у.е./кВт·ч); $\mathcal{E}_{номр.}$ – количество потребляемой энергии по счетчику (кВт).

Годовая выработка тепла ТНУ

$$Q_{год} = Q_k \cdot t, \text{ (кВт·ч/год)}, \quad (4.118)$$

где Q_k – теплопроизводительность конденсатора ТНУ (кВт).

Стоимость выработанного ТНУ тепла

$$C_{тну} = Q_{год} \cdot c_n, \text{ (у.е.)}. \quad (4.119)$$

С учетом оплаты за использованную электроэнергию экономический эффект от использования ТНУ составит:

$$\Delta \mathcal{E}_{тну} = C_{тну} - \Pi, \text{ (у.е.)}. \quad (4.120)$$

Срок окупаемости ТНУ

$$T_{ок} = \frac{1,2 \cdot \Pi \cdot A_y}{\Delta \mathcal{E}_{ТНУ} - C_{экс.}}, \text{ (лет)}. \quad (4.121)$$

Коэффициент 1,2 учитывает неучтенные затраты.

Учет экономических интересов производителей электроэнергии (КЭС) определяется соотношением тарифов на электроэнергию и стоимостью 1 т условного топлива (1 т. усл. т. = 120 у.е.). Тарифы должны обеспечивать возврат затрат на приобретение топлива и приносить дополнительную прибыль.

По уравнению (4.112) определяется годовой расход топлива КЭС и цена топлива для производства электроэнергии.

Прибыль КЭС при существующих тарифах на электроэнергию составит

$$\Delta \Pi = \Pi - \Pi_{мон}, \text{ (у.е.)}, \quad (4.122)$$

где Π – оплата предприятием потребленной электроэнергии, (у.е.); $\Pi_{мон}$ – цена топлива на производство электроэнергии.

Задача 17. Расход воздуха на испарение 1 кг воды в сушильной камере

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1}, \text{ (кг/кг исп. вл.)}. \quad (4.123)$$

Расход воздуха на калориферные установки сушилки

$$G_1 = l \cdot W, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.124)$$

Расход тепла на сушилку и расход пара на нагрев воздуха в калориферах определяются из уравнения баланса:

$$Q = D_1 \cdot (i_n'' - i_k') \cdot h_k = G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1 - t_0), \text{ (кВт)}, \quad (4.125)$$

где D_1 – расход пара в (кг/с); i_n'', i_k' – энтальпии насыщенного пара и конденсата (кДж/кг), определяются по таблицам насыщенного пара при $p = 10$ бар, (таблица 17, приложения); $c_{\text{воз}}$ – теплоемкость воздуха $c_{\text{воз}} = 1$ (кДж/кг·град).

Расход тепла на сушильную установку

$$Q = G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1 - t_0), \text{ (кВт)}, \quad (4.126)$$

Расход пара на нагрев воздуха в воздухоподогревателе

$$D_1 = \frac{Q \cdot 3600}{(i_n'' - i_k') \cdot h_k}, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.127)$$

При предварительном нагреве воздуха в теплообменнике-утилизаторе подогрев происходит от температуры $t_0 = 15^\circ\text{C}$ до t_1' , а догревание воздуха от t_1' до $(t_n - 10) = t_1, ^\circ\text{C}$ в паровых калориферах. Уравнение теплового баланса можно записать:

$$Q = Q_{\text{ВЭР}} + Q_k = G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1' - t_0) \cdot h_{\text{ym}} + G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1 - t_1'), \text{ (кВт)}, \quad (4.128)$$

где количество тепла, полученное воздухом в теплообменнике-утилизаторе

$$Q_{\text{ВЭР}} = G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1' - t_0) \cdot h_{\text{ym}}, \text{ (кВт)}, \quad (4.129)$$

и количество тепла, полученное воздухом в калориферах:

$$Q_k = G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1 - t_1'), \text{ (кВт)}. \quad (4.130)$$

Расход пара на калориферы с учетом утилизации тепла

$$D_2 = \frac{Q_k \cdot 3600}{(i_n'' - i_k') \cdot h_k}, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.131)$$

Расход пара изменяется на величину

$$\Delta D = D_1 - D_2, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.132)$$

Экономический эффект от использования тепла отработанного воздуха, выраженный в кг условного топлива:

$$B_{\text{усл}} = \frac{Q_{\text{ВЭР}}}{Q_{\text{н(усл)}}} \cdot 3600, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.133)$$

Температура отработанного воздуха после теплообменника-утилизатора с выбросом в атмосферу определяется из уравнения теплового баланса подогревателя:

$$Q_{\text{ВЭР}} = G_2 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_2 - t_{\text{yx}}) \cdot h_{\text{ym}} = G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1' - t_0), \text{ (кВт)}. \quad (4.134)$$

Находим температуру выбрасываемого в атмосферу воздуха

$$t_{\text{yx}} = t_2 - \frac{G_1 \cdot c_{\text{воз}} \cdot (t_1' - t_0)}{G_2 \cdot c_{\text{воз}} \cdot h_{\text{ym}}}, \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (4.135)$$

Расход отработанной паровоздушной смеси G_2 будет больше расхода воздуха на сушку на величину испаренной из материала влаги W . Для сушильных установок с однократным использованием воздуха ($G_2 = G_1 + W$) кг/ч. Все расчеты производятся на годовой фонд времени работы сушильной установки.

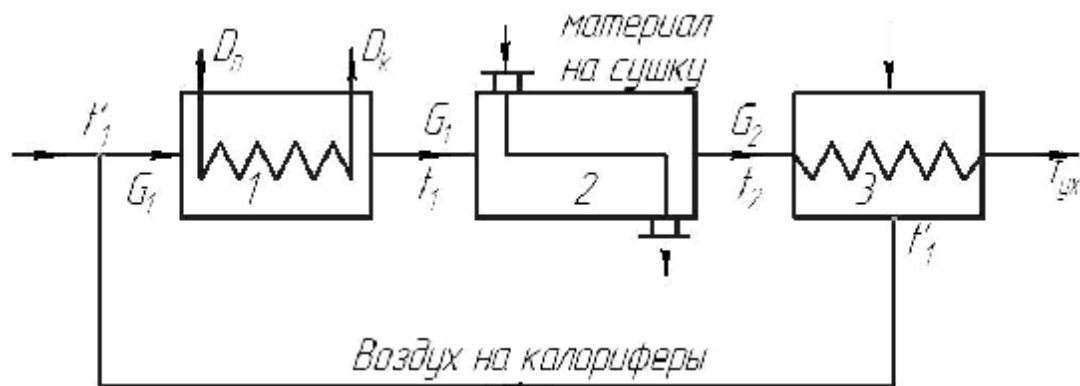


Рисунок 4.2 – Схема утилизации тепла

1 – калориферы; 2 – сушилка; 3 – теплообменник-утилизатор

Задача 18. Необходимо выбрать для кладки здания кирпич с заданным коэффициентом теплопроводности λ_k (Вт/м·град) и теплоизоляционные плиты с коэффициентом $\lambda_{из}$ (Вт/м·град). Все расчеты проводятся на 1 м² стены. Годовое потребление тепла на 1 м² стены за отопительный период рассчитывается на удельную плотность потока (Вт/м²). Удельный тепловой поток по шведским стандартам определяется:

$$q_{ш} = \frac{70000}{4800} = \frac{t_{вн} - t_{н}}{\sum R}, \text{ (Вт/м}^2\text{)}, \quad (4.136)$$

где $\sum R$ – суммарное термическое сопротивление кирпичной стены с теплоизоляционными плитами

$$R = \frac{1}{a_1} + \frac{d_k}{l_k} + \frac{d_{из}}{l_{из}} + \frac{1}{a_2}, \text{ (м}^2\text{·град/Вт)}. \quad (4.137)$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 определяется по формуле

$$\alpha_1 = 11,6 + 7\sqrt{W}, \text{ (Вт/м}^2\text{·град)}. \quad (4.138)$$

При заданной плотности теплового потока, используя уравнения (4.136) и (4.137), определяется необходимая толщина теплоизоляционной плиты 8ИЗ0Л, чтобы удержать годовое потребление тепла на отопление на уровне шведских стандартов.

Экономия условного топлива за счет снижения теплотерь через стены за отопительный сезон

$$B_{усл} = \frac{\Delta q_{год} \cdot 3600}{29300}, \text{ (кг усл.т./м}^2\text{) за сезон}, \quad (4.139)$$

$Q_H^p = 29300$ кДж/кг – теплота сгорания условного топлива. Годовая экономия тепла $\Delta q_{год} = q_{год} - q_{ш}$ (кВт·ч/м²).

Задача 19. Возможный выход ВЭР за счет утилизации тепла от водоохлаждающих элементов огнетехнического оборудования определяется по формуле:

$$Q_{возм}^{ВЭР} = G_1 \cdot c_v (t_1 - t_0^1) \cdot b \cdot h_{ym} \cdot t, \text{ (кДж)}, \quad (4.140)$$

где G_1 – расход технической воды на охлаждение в (кг/ч); $c_v = 4,25$ кДж/кг·град – теплоемкость воды.

Годовые приведенные затраты определяются по формуле

$$З = E_n \cdot K + C_{\text{экс}}, \text{ (у.е.)}, \quad (4.141)$$

где K – капитальные вложения в утилизационное оборудование (у.е.); $C_{\text{экс}}$ – годовые эксплуатационные расходы.

Годовая экономия условного топлива

$$B_{\text{усл}} = \frac{Q_{\text{возм}}^{\text{ВЭР}}}{Q_n^p} = \frac{Q_{\text{возм}}^{\text{ВЭР}}}{29300}, \text{ (кг усл.т.)}. \quad (4.142)$$

Срок окупаемости капиталовложений в утилизационное оборудование по зависимости

$$T = \frac{K}{\Delta\mathcal{E} - C_{\text{экс}}}, \text{ (лет)}. \quad (4.143)$$

Годовой экономический эффект за счет использования ВЭР

$$\Delta\mathcal{E} = B_{\text{усл.т.}} \cdot \mathcal{C}, \text{ (у.е.)}, \quad (4.144)$$

где $\mathcal{C} = 120$ (у.е.) – цена 1 тонны условного топлива.

При расчете горячего водоснабжения промышленных предприятий расчетный расход горячей воды на душевые зависит от сменности и одновременности работы душевых установок. Максимальный суточный расход тепла на горячее водоснабжение определяется по формуле

$$Q_{\text{с.в.}}^{\text{max}} = K \frac{3 \cdot m \cdot a(t_z - t_0) \cdot c_v}{24 \cdot 3600}, \text{ (кВт)} \quad (4.145)$$

где $3 \cdot m$ – число рабочих при трехсменной работе; $c_v = 4,22$ кДж/кг·град – теплоемкость горячей воды; K – коэффициент часовой неравномерности потребления горячей воды.

Максимальная емкость бака-аккумулятора определяются из условия максимального расхода горячей воды на одну смену:

$$V_d = K \cdot T \cdot a \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{)}. \quad (4.146)$$

Максимальная емкость бака-накопителя находится из условия расхода технической воды на водоохлаждение элементов огнетехнического оборудования:

$$V_d = G_1 \cdot t_{\text{см}} \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{)}; t_{\text{см}} = 8 \text{ часов}. \quad (4.147)$$

Температура технической воды после бойлера определяется из уравнения теплового баланса:

$$G_1 \cdot c_{v1} \cdot (t_1 - t_2) \cdot h = G_2 \cdot c_{v2} \cdot (t_z - t_0). \quad (4.148)$$

Температура воды после бойлера

$$t_2 = t_1 - \frac{G_2 \cdot c_{v2} \cdot (t_z - t_0)}{G_1 \cdot c_{v1} \cdot h}, \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (4.149)$$

Здесь G_2 , кг/ч – часовой расход водопроводной воды на бойлер $G_2 = V_d / 8$ м³/ч).

Мощность теплового потока, отводимая от водоохлаждающих элементов огнетехнического оборудования:

$$Q = \frac{G_1}{3600} \cdot c_v \cdot (t_1 - t_0'), \text{ (кВт)}. \quad (4.150)$$

Мощность теплового потока на горячее водоснабжение

$$Q_{\text{з.в.}} = \frac{G_2}{3600} \cdot c_v \cdot (t_2 - t_0), (\text{кВт}). \quad (4.151)$$

Так как мощность теплового потока, отводимая от водоохлаждающих элементов, больше расхода тепла на горячее водоснабжение, целесообразно использовать это тепло на приточную вентиляцию цеха.

Расход тепла на вентиляцию промышленных предприятий определяется по формуле

$$Q_{\text{вн}} = q_v \cdot V_{\text{вн}} \cdot (t_{\text{вн}} - t_n), (\text{Вт}), \quad (4.152)$$

где q_v – удельный расход теплоты на вентиляцию, равный расходу тепла на 1 м³ здания при $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ (Вт/м³·град), $t_{\text{вн}}$ – усредненная расчетная температура внутреннего воздуха в цехе (принимается $t_{\text{вн}} = 14^\circ\text{C}$); t_n – расчетная температура наружного воздуха для вентиляции, принимается равной средней температуре наиболее холодного периода $t_n = -16^\circ\text{C}$.

Расход тепла на вентиляцию

$$Q_{\text{вн}} = Q - Q_{\text{з.в.}}, (\text{кВт}). \quad (4.153)$$

Находим объем вентилируемого производственного помещения (м³):

$$V_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{вн}}}{q_v \cdot (t_{\text{вн}} - t_n)}; \text{ м}^3, \quad (4.154)$$

Температура воды на выходе из калориферной установки приточной вентиляции определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{вн}} = G_{\text{вн}} \cdot c_B \cdot (t_1 - t'_2) \cdot h, (\text{кВт}), \quad (4.155)$$

где $G_{\text{вн}} = G_1 - G_2$ (кг/с)

Отсюда

$$t'_2 = \frac{G_{\text{вн}} \cdot c_B \cdot t_1 - Q_{\text{вн}}}{G_{\text{вн}} \cdot c_B \cdot h}, ^\circ\text{C}. \quad (4.156)$$

Температура смешения двух потоков с температурами t_2 °C после бойлера и t'_2 после калориферов с расходами G_2 и $G_{\text{вн}}$ определяется по формуле смешения

$$t_{\text{см}} = \frac{g_{\text{вн}} \cdot c_B \cdot t'_2 + g_2 \cdot c_B \cdot t_2}{g_{\text{вн}} \cdot c_B + g_2 \cdot c_B} = \frac{g_{\text{вн}} \cdot t'_2 + g_2 \cdot t_2}{g_{\text{вн}} + g_2}, ^\circ\text{C}. \quad (4.157)$$

Теплоемкости смешивающих потоков одинаковы: $c_B = \text{const}$.

Массовые доли потоков

$$g_{\text{вн}} = \frac{G_{\text{вн}}}{G_1}; g_{\text{вн}} = \frac{G_2}{G_1}; g_{\text{вн}} + g_2 = 1. \quad (4.158)$$

Если $t_{\text{см}} < 50^\circ\text{C}$, резервный бойлер включать нецелесообразно. При $t_{\text{см}} > 60^\circ\text{C}$ включается резервный бойлер. Уравнение теплового баланса для резервного бойлера

$$Q_p^d = (G_2 - G_{\text{вн}}) \cdot c_B \cdot (t_{\text{см}} - t_2'') \cdot h = G_{\text{tex}} \cdot c_B \cdot (t_{\text{tex}} - t_0), (\text{кВт}). \quad (4.159)$$

Температуру оборотной воды на градирню принимаем $t_2'' = 40^\circ\text{C}$. Температуру воды на технологические нужды целесообразно принять $t_{\text{tex}} = 40^\circ\text{C}$.

Из уравнения баланса находится количество горячей воды на технологические нужды. Проверить расчеты по балансу тепла: $Q_1 = Q_{з.в.} + Q_{ген.}$.

Задача 20. Определяем годовой выход биогаза, вырабатываемого в биоэнергетической установке:

$$V'_z = M_0 \cdot m_0, (\text{м}^3/\text{год}). \quad (4.160)$$

Часовая производительность биогазогенератора

$$V''_z = \frac{V'_z}{t}, (\text{м}^3/\text{ч}), \quad (4.161)$$

где τ – действительный фонд времени работы биогазогенератора в год (ч).

Секундная производительность аппарата по биогазу

$$V_z = \frac{V''_z}{3600}, (\text{м}^3/\text{с}). \quad (4.162)$$

Объем жидкой массы, заполняющей биоэнергетическую установку в сутки:

$$V_z = \frac{M_0}{t \cdot r_0}, (\text{м}^3/\text{сутки}), \quad (4.163)$$

где t – число дней работы биоэнергетической установки в год, $\tau = 340$ дней.

Расход воды 1 м³ на 6 кг сухой биомассы. Годовой и суточный расход воды на биоэнергетическую установку составит:

$$M_{\text{в}} = \frac{M_0}{6}, (\text{м}^3/\text{год}) \text{ или } M_{\text{в}} = \frac{M_0}{6 \cdot t}, (\text{м}^3/\text{сутки}), \quad (4.164)$$

Объем биоэнергетической установки

$$M_{\text{д.г.}} = V_{\text{жс}} \cdot t_{\text{ген}}, (\text{м}^3); (t_{\text{ген}} = 13 \div 16 \text{ суток}), \quad (4.165)$$

где $t_{\text{ген}}$ – время пребывания суточной порции жидкой биомассы в генераторе;

$V_{\text{жс}}$ – скорость подачи сбраживаемой биомассы в генератор (м³/сутки).

Энергетический выход биогаза из генератора при КПД переработки биомассы $h_{\text{г}} = 0,65$

$$Q_{\text{з.в.}} = Q_{\text{н}}^p \cdot V_z \cdot h_{\text{г}}, (\text{кВт}). \quad (4.166)$$

Теплота сгорания метана (CH₄) $Q_{\text{н}}^p = 26000$ (кДж/м³) или $Q_{\text{н}}^p = 26000/0,7 = 37140$ (кДж/кг).

Определяем производительность водогрейного котла по горячей воде:

$$Q_{\text{к.}} = Q_{\text{з.в.}} \cdot h_{\text{к}} = M_{\text{з.в.}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_2 - t_1), (\text{кВт}), \quad (4.167)$$

где $c_{\text{в}} = 4,2$ (кДж/кг·град) – массовая теплоемкость горячей воды.

Расход горячей воды на отопление и обогрев теплиц и горячее водоснабжение

$$M_{\text{з.в.}} = \frac{Q_{\text{з.в.}} \cdot h_{\text{к}} \cdot 3600}{c_{\text{в}} \cdot (t_2 - t_1)}, (\text{кг/ч}). \quad (4.168)$$

Расчетный часовой расход тепла на горячее водоснабжение определяется по выражению:

$$Q_{\text{з.в.}}^{\text{max}} = m \cdot a \cdot (t_{\text{з}} - t_{\text{х}}) \cdot \frac{c_{\text{в}}}{86,4} \cdot 10^{-3}, (\text{кВт}). \quad (4.169)$$

где m – пропускная способность в час для душевых определяется $m = 2,2 \cdot N \cdot K$; N – количество рабочих в смену, K – пропускная способность душевых в час ($K = 3$).

Расход тепла на отопление парников

$$Q_m = Q_{\text{з.}} \cdot h_{\text{к}} - Q_{\text{з.в.}}^{\text{max}}, (\text{кВт}), \quad (4.170)$$

Определяем объем бака-аккумулятора из расчета максимальной пропускной способности душевых

$$V_{\text{ак}} = m \cdot a \cdot 10^{-3}, (\text{м}^3), \quad (4.171)$$

Расход тепла на отопление и обогрев теплиц

$$Q_m = q_0 \cdot V_n \cdot (t_{\text{вн}} - t_n) \cdot 10^{-3} (\text{кВт}), \quad (4.172)$$

где V_n – объем теплиц по наружному обмеру (м^3).

Удельная отопительная характеристика принимается максимальной, так как теплицы имеют повышенные потери тепла через ограждения $q_0 = 0,85$ ($\text{Вт}/\text{м}^3 \cdot \text{град}$).

Наружный объем теплиц равен:

$$V_n = \frac{Q_m \cdot 10^{-3}}{q_0 \cdot (t_{\text{вн}} - t_n)}, (\text{м}^3). \quad (4.173)$$

При планировке грунтовых теплиц можно принимать: высоту $h \approx 2,5 \div 3$ м, ширину $e \approx 8 \div 10$ м, длину $l \approx 40 \div 60$ м.

Полезная площадь теплиц

$$F_m = e \cdot l = \frac{V_n}{h}, (\text{м}^2). \quad (4.174)$$

При конструировании систем отопления в теплицах предусматривается автоматическое регулирование температуры ($\pm 2^\circ\text{C}$) и влажности.

В качестве отопительных приборов можно использовать стальные трубы диаметром $d = 100$ мм. Для поддержания оптимального микроклимата в парниках часть отопительных труб закладывают в песчаный грунт на глубину $h_{\text{зр.}} = 40$ см, так что около 60 % теплопотерь возмещается источниками тепла, заложенными в грунт, а 40 % теплопотерь – источниками, нагревающими воздух. Трубы в грунте размещаются на расстоянии $0,75 \div 1$ м одна от другой.

Расход тепла на обогрев отопительных труб, заложенных в грунт, и на обогрев воздуха шатра теплиц

$$Q_{\text{зр.}} = 0,6 \cdot Q_m, (\text{кВт}); Q_{\text{ш.}} = Q_m - Q_{\text{зр.}}, (\text{кВт}). \quad (4.175)$$

Линейный тепловой поток, поступающий в парник от одного метра длины каждой из труб, заложенных в грунт определяется по формуле

$$q_l = \frac{t_{\text{зр.}} - t_{\text{вн}}}{R_0}, (\text{Вт}/\text{м}), \quad (4.176)$$

где $t_{\text{зр.}}$ – средняя температура теплоносителя (горячей воды) в подающей и обратной магистрали системы отопления ($^\circ\text{C}$), R_0 – общее термическое сопротивление теплопередаче от горячей воды к воздуху в теплице.

Термическое сопротивление грунта $R_{\text{зр.}}$ ($\text{м} \cdot \text{град}/\text{Вт}$) определяется по формуле

$$R_{\text{зр.}} = \frac{1}{2p \cdot l_{\text{зр.}}} \ln \left(\frac{h_{\text{зр.}}}{r} + \sqrt{\left(\frac{h_{\text{зр.}}}{r} \right)^2 - 1} \right), (\text{м} \cdot \text{град}/\text{Вт}). \quad (4.177)$$

Здесь l_{cp} – коэффициент теплопроводности, $l_{cp} = 1,9$ (Вт/м·град); r – радиус наружной поверхности трубы (м).

$$R_{cp} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,9} \ln \left(\frac{0,4}{0,05} + \sqrt{\left(\frac{0,4}{0,05} \right)^2 - 1} \right) = 0,233, \text{ (м·град/Вт)}. \quad (4.178)$$

С учетом дополнительных сопротивлений теплопередаче от уложенных на расстоянии $S = 0,7 \div 1$ м теплопроводов и сопротивления от поверхности грунта к воздуху принимаем общее сопротивление

$$R_0 = 1,3 \cdot R_{cp} = 1,3 \cdot 0,233 \approx 0,3, \text{ (м·град/Вт)}. \quad (4.179)$$

Тепловой поток, поступающий в парник от одного метра, уложенной в грунт трубы

$$q_l = \frac{t_{cp} - t_{вн}}{R_0} = \frac{85 - 20}{0,3} = 216,6, \text{ (Вт/м)}. \quad (4.180)$$

Общая длина труб, заложенных в грунт:

$$l_{m.cp} = \frac{Q_{cp} \cdot 10^3}{q_l}, \text{ (м)}. \quad (4.181)$$

Поверхность нагрева отопительных труб, заложенных в грунт при диаметре труб $d = 0,1$ м.,

$$F_{mp.cp} = p \cdot d \cdot l_{mp.cp}, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (4.182)$$

Определяем поверхность нагрева наружных отопительных труб, размещаемых на боковых стенах теплицы. Коэффициент теплоотдачи от горизонтальных труб при естественной конвекции можно определить по уравнению

$$a_k = 1,16 \cdot \sqrt[4]{\frac{t_{cp} - t_{вн}}{d}}, \text{ (Вт/м}^2\text{·град)}. \quad (4.183)$$

$$a_k = 1,16 \cdot \sqrt[4]{\frac{85 - 20}{0,1}} = 5,85, \text{ (Вт/м}^2\text{·град)}. \quad (4.184)$$

Пренебрегая малыми термическими сопротивлениями теплоотдачи от горячей воды к стенке и через стальную стенку, определяем наибольшее термическое сопротивление от поверхности стенки к воздуху:

$$R_k = \frac{1}{p \cdot a_k \cdot d} = \frac{1}{3,14 \cdot 5,85 \cdot 0,1} = 0,543, \text{ (м·град/Вт)}. \quad (4.185)$$

Тепловой поток от наружной отопительной системы на единицу длины теплопровода

$$q_{l.k} = \frac{t_{cp} - t_{вн}}{R_k} = \frac{85 - 20}{0,543} = 119,7, \text{ (Вт/м)}. \quad (4.186)$$

Общая длина труб, проложенных вдоль стен теплиц

$$l_n = \frac{Q_{ш} \cdot 10^3}{q_{l.k}}, \text{ (м)}. \quad (4.187)$$

Поверхность нагрева наружных отопительных труб

$$F_{тр.н.} = p \cdot d \cdot l_n, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (4.188)$$

Общая поверхность нагрева отопительной системы теплиц и общая длина труб для отопления

$$F_{об} = F_{тр.зр.} + F_{тр.н.}; \quad l_{об} = l_{тр.зр.} + l_n, \text{ (м)}. \quad (4.189)$$

Определяем мощность на привод компрессора для сжатия биогаза от давления $p_1 = 1$ бар до $p_2 = 8$ бар, при сжатии газа в первой ступени до $p'_2 = 4$ бар. Работа двухступенчатого компрессора при политропном сжатии газа определяется выражением

$$L_{ком} = z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot p_1 u_1 \cdot \left[\left(\frac{p'_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \cdot 10^{-3}, \text{ (кДж/кг)}, \quad (4.190)$$

где u_1 – удельный объем биогаза на входе в компрессор при давлении $p_1 = 1$ бар; z – число ступеней компрессора, $z = 2$.

Удельный объем биогаза на входе в первую ступень компрессора определяется из уравнения состояния

$$u_1 = \frac{R_m \cdot T_1}{p_1} = \frac{520 \cdot 313}{1 \cdot 10^5} = 1,62, \text{ (м}^3/\text{кг)}, \quad (4.191)$$

где газовая постоянная метана определяется

$$R_m = \frac{8314}{m_{CH_4}} = \frac{8314}{16} = 520, \text{ (Дж/кг} \cdot \text{град)}, \quad (4.192)$$

$\mu_{CH_4} = 16$ (кг/к·моль) – молекулярная масса метана.

Температура газа после охлаждения в промежуточных холодильниках принимается $t_2 = 40^\circ\text{C}$, ($T_1 = 313\text{K}$).

Работа на привод компрессора

$$L = 2 \cdot \frac{1,2}{1,2-1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 1,62 \left[\left(\frac{4}{1} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right] \cdot 10^{-3} = 503, \text{ (кДж/кг)}. \quad (4.193)$$

Массовая секундная производительность компрессора

$$G_{ком} = V_G \cdot r_z, \text{ (кг/с)} \quad (4.194)$$

Действительная мощность на привод компрессора

$$N = \frac{N_m}{h_{oi} \cdot h_m} = \frac{G_{ком} \cdot L}{h_{oi} \cdot h_m}, \text{ (кВт)}. \quad (4.195)$$

Определяем геометрический объем газгольдера-аккумулятора биогаза. Газгольдеры, работающие при постоянном объеме, выпускаемые промышленностью, имеют объем от 40 до 200 м³ при диаметре $D \approx 2 \div 3$ м. К установке можно рекомендовать газгольдеры объемом от $V_{газ} = 40$ м³ до $V_{газ} = 100$ м³, с диаметром $2,5 \div 3$ м и длиной $10 \div 16$ м.

Объем газгольдера равен:

$$V_{газ} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l, \text{ (м}^3\text{)}. \quad (4.196)$$

Плотность биогаза в газгольдере при давлении $p_2 = 8$ бар определяется из уравнения состояния

$$r_2 = \frac{p_2}{R_M \cdot T_G} = \frac{8 \cdot 10^5}{520 \cdot 293} = 5,25, (\text{кг} / \text{м}^3). \quad (4.197)$$

Температура биогаза в газгольдере принимается $t_G = 20^\circ \text{C}$.

Масса биогаза в газгольдере определяется из уравнения состояния

$$G_{\text{газ}} = \frac{p_2 \cdot V_{\text{газ}}}{R_M \cdot T_G}, (\text{кг}). \quad (4.198)$$

Массовая секундная производительность

$$M_{\text{газ}} = V_g \cdot r_G, (\text{кг} / \text{с}). \quad (4.199)$$

Время заполнения газгольдера

$$t_{\text{газ}} = \frac{G_{\text{газ}}}{M_{\text{газ}}} \cdot 3600, (\text{ч}). \quad (4.200)$$

Экономия условного топлива за счёт использования ВЭР биогаза при отпуске тепла от котельной составит

$$B_{\text{ус}}^{\text{к}} = \frac{Q_g \cdot 3600}{29300 \cdot h_{\text{к}}}, (\text{кг} / \text{с}). \quad (4.201)$$

Стоимость 1 тонны условного топлива 120 у.е. Фонд времени работы биогазогенератора $t = 8160$ часов.

Определяем максимальные капитальные затраты, возможные при реализации схемы использования ВЭР от биогазогенераторной установки. При соблюдении необходимых агротехнических условий в тепличных хозяйствах выращивается зелень, овощи (помидоры, огурцы), шампиньоны. Сбор овощей за год в среднем может составлять $90 \div 120 \text{ кг с } 1 \text{ м}^2$, шампиньонов – $70 \div 90 \text{ кг с } 1 \text{ м}^2$. Стоимость овощей в осенний и зимний период составляет 2 у.е. за 1 кг, шампиньонов – 3,5 у.е.

Прибыль от тепличного хозяйства

$$П = F_m \cdot 100 \cdot Ц, (\text{у.е.}/\text{сезон}) \quad (4.202)$$

где F_m – полезная суммарная площадь теплиц (м^2), $Ц$ – цена 1 кг овощей или шампиньонов, 100 кг – средний сбор овощей за осенне-зимний сезон.

Экономический эффект с учетом экономии условного топлива составит

$$\Delta Э = П + B_{\text{ус}}^{\text{к}} \cdot 95 \cdot t, (\text{у.е.}/\text{год}). \quad (4.203)$$

Срок окупаемости капиталовложений

$$T = \frac{K}{\Delta Э - C_{\text{экс}}}, (\text{лет}) \quad (4.204)$$

Максимальные капитальные затраты, включающие проектные, строительные работы, стоимость оборудования могут быть не более

$$K \leq T \cdot (\Delta Э - C_{\text{экс}}), (\text{у.е.}) \quad (4.205)$$

эксплуатационные расходы принять в размере 10 % от экономического эффекта $C_{\text{экс}} = 0,1 \cdot \Delta Э$.

В летний период ($340 - 250 = 90$ дней) газ-метан используется в бытовых целях. Производится заправка газовых баллонов для населения. Производительность газонаполнительной станции

$$V_{cm} = V_2'' \cdot 90 \cdot 24, (\text{м}^3). \quad (4.206)$$

Задача 21. Если количество продувочной воды $M_{np} > 0,5$ т/ч, то следует осуществлять непрерывную продувку барабана котла с установкой расширителя-сепаратора и теплообменник для использования теплоты продувочной воды для подогрева питательной воды. Определяем расход продувочной воды при заданной процентной продувке

$$M_{np.} = D_{к.с.} \cdot \epsilon, (\text{кг/ч}), \quad (4.207)$$

Масса образующего вторичного пара в расширителе в результате вторичного вскипания определяется из балансового уравнения

$$D_{в.п.} = \frac{M_{np.} \cdot (i_{np.1} - i_{np.2})}{x \cdot (i_n - i_{np.1})}, (\text{кг/ч}), \quad (4.208)$$

где $i_{np.1}$ – энтальпия продувочной воды при давлении в барабане котла r_1 (бар); $i_{np.2}$ – энтальпия воды при давлении в расширителе r_2 (бар); i_n – энтальпия пара из барабана котла при давлении r_1 ; x – степень сухости пара ($x = 0,96 \div 0,98$). Энтальпии продувочной воды и пара находятся по таблицам насыщенного пара (таблица 17, приложения).

Расход продувочной воды на нагрев питательной воды в теплообменнике

$$M_{мен.} = M_{np.} - D_{в.п.}, (\text{кг/ч}). \quad (4.209)$$

Массовый расход питательной воды определяется из уравнения теплового баланса подогревателя

$$Q_{н.с.} = M_{мен.} \cdot c_{с.} \cdot (t_{np.}' - t_{np.}'') \cdot h = M_{н.с.} \cdot c_{с.} \cdot (t_{н.с.}'' - t_{н.с.}'), (\text{кДж/ч}). \quad (4.210)$$

Массовый расход питательной воды

$$M_{н.с.} = \frac{Q_{н.с.}}{c_{с.} \cdot (t_{н.с.}'' - t_{н.с.}')}, (\text{кг/ч}) \quad (4.211)$$

где $c_{с.} = 4,2$ (кДж/кг·град) – теплоемкость воды; $t_{np.}'$ и $t_{np.}''$ – температура продувочной воды на входе и выходе из подогревателя питательной воды, $t_{н.с.}'$ и $t_{н.с.}''$ – температура питательной воды на входе и выходе из подогревателя.

Масса воды, подогреваемая в сопловом смешивающем подогревателе, находится из уравнения теплового баланса подогревателя, учитывая равенство конечных температур нагреваемой воды и конденсата вторичного пара

$$D_{н.с.} \cdot i_n'' + G_{с.} \cdot c_{с.} \cdot t_1 = D_{н.с.} \cdot c_{с.} \cdot t_2 + G_{с.} \cdot c_{с.} \cdot t_2 + Q_5, \quad (4.212)$$

где $G_{с.}$ – масса подогреваемой воды (кг/ч); t_1 и t_2 – начальная и конечная температуры нагреваемой воды, °С; i_n'' – энтальпия вторичного пара (кДж/кг), (определяется по таблицам насыщенного пара по давлению p_2); $c_{с.}$ – теплоемкость воды и конденсата; Q_5 – потери тепла в окружающую среду. Уравнение теплового баланса соплового смешивающего подогревателя можно записать в виде уравнения:

$$D_{н.с.} \cdot (i_n'' - c_{с.} \cdot t_2) \cdot h = G_{с.} \cdot c_{с.} \cdot (t_2 - t_1). \quad (4.213)$$

Масса подогреваемой воды определяется из уравнения баланса подогревателя

$$G_{\theta} = \frac{D_{n.\theta} \cdot (i_{n.}^{II} - c_{\theta} \cdot t_2) \cdot h}{c_{\theta} \cdot (t_2 - t_1)}, \text{ (кг/ч)} \quad (4.214)$$

где $\eta = 0,95$ – КПД подогревателя, учитывающей потери тепла аппаратом в окружающую среду.

Теплота продувочной воды непрерывной продувки

$$Q_{np.} = M_{мен.} \cdot c_{\theta} \cdot (t_{np.}^I - t_{np.}^{II}) \cdot h + D_{n.\theta} \cdot (i_{np.}^{II} - c_{\theta} \cdot t_2) \cdot h, \text{ (кДж/ч)}. \quad (4.215)$$

Экономия условного топлива за счет использования тепла продувочной воды из солевого отсека барабана котла составит

$$B_{усл} = \frac{Q_{np.}}{Q_{н.усл.}^p} \cdot t_{\theta}, \text{ (кг/год)}, \quad (4.216)$$

Годовой экономический эффект при цене за 1 т условного топлива $C_{усл.т.} = 120$ у.е.

$$\Delta \mathcal{E} = B_{усл.} \cdot C_{усл.}, \text{ (у.е.)}. \quad (4.217)$$

Из анализа схемы использования теплоты продувочной воды на КЭС или ТЭЦ очевидно, что размеры капитальных вложений и годовые эксплуатационные расходы при реализации такой схемы незначительны, а годовые приведенные затраты минимальны, так как состав оборудования по данной схеме является простейшим.

Задача 22. Процесс выпаривания применяют для увеличения концентрации растворов нелетучих веществ путем испарения растворителя (воды) при подводе тепла к выпариваемому раствору. Выпаривание широко используется в различных отраслях промышленности для получения вещества путем кристаллизации, часто для сохранения ценных веществ для повторного использования. В однокорпусных выпарных установках выпаривание растворов проводится под давлением выше атмосферного, что позволяет использовать вторичный пар для нужд теплоснабжения, горячего водоснабжения. Тепло конденсата греющего пара используется для нагрева раствора до температуры кипения. Таким образом, можно значительно снизить расход греющего пара на установку и получить значительный выход ВЭР за счет тепла вторичного пара.

Процесс выпаривания растворов отличается от кипения чистого растворителя. При кипении раствора в выпарном аппарате температура выделяющегося пара всегда меньше температуры раствора. Эту разность температур называют температурной депрессией и обозначают

$$\Delta_1 = t_{к.р.} - t_{в.п.}, \text{ (}^{\circ}\text{C)}, \quad (4.218)$$

где $t_{к.р.}$ – температура кипения раствора, $^{\circ}\text{C}$; $t_{в.п.}$ – температура паров растворителя (воды) в паровом объеме сепаратора при давлении p_2 .

Для расчета температурной депрессии водных растворов при давлениях в паровом пространстве сепаратора, отличных от атмосферного, используется формула Тищенко:

$$\Delta_1 = 0,01662 \cdot \frac{T_{\kappa}^2}{r} \cdot \Delta_{ам.}, \text{ (}^{\circ}\text{C)}, \quad (4.219)$$

где T_k – температура кипения растворителя (воды) при давлении r_2 в сепараторе, К; r – теплота парообразования воды при данном давлении.

Так как с увеличением концентрации растворов температура кипения повышается на величину температурной депрессии, то полезная разность температур (температурный напор) уменьшается.

Для выпарных однокорпусных аппаратов с естественной циркуляцией для обеспечения достаточной циркуляции раствора в кипятильных трубках полезная разность температур между греющим паром и кипящим раствором должна быть не меньше $\Delta t_{пол.} \approx 10 \div 12^\circ C$. Определим, например, температурную депрессию Δ_1 для водного раствора гидроксида натрия (NaOH) при конечной концентрации раствора $\phi_2 = 0,6$ и давлении в сепараторе $r_2 = 1,1$ бар. Температура вторичного пара $t_{с.п.} = 102^\circ C$ (по таблицам насыщенного пара), $r = 2250$ (кДж/кг) (таблица 17, приложения).

Нормальная депрессия при атмосферном давлении для раствора NaOH (таблица 11, 12, приложения)

$$\Delta_{ат} = t_{к.п.} - t_{с.п.} = 59,6, (^\circ C)$$

Суммарная температурная депрессия

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3, (^\circ C), \quad (4.220)$$

где Δ_1 и Δ_2 – гидростатическая и гидравлическая депрессия, $\Delta_2 = 2^\circ C$; $\Delta_3 = 1^\circ C$, принимаются для всех типов аппаратов.

По формуле Тищенко (4.218) определяем температурную депрессию:

$$\Delta_1 = 0,01662 \frac{(102 + 273)^2}{2250} \cdot 59,6 = 61,9, (^\circ C).$$

Суммарная депрессия равна

$$\Delta = 61,2 + 2 + 1 = 64,9, (^\circ C).$$

Температура кипения раствора

$$t_{к.п.} = t_{с.п.} + \Delta = 102 + 64,9 = 166,9, (^\circ C).$$

Общая разность температур (разность между температурой греющего пара $t_{1н}$ и температурой вторичного пара)

$$\Delta t_{общ.} = t_{1н} - t_{с.п.}, (^\circ C). \quad (4.221)$$

Полезная разность температур в однокорпусной выпарной установке

$$\Delta t_{пол.} = \Delta t_{общ.} - (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3), (^\circ C). \quad (4.222)$$

Полезная разность температур задана $\Delta t_{пол.} = 12^\circ C$. Получим $12 = (t_{1н} - 102) - 64,9$.

Температура греющего пара $t_{1н} = 178,9^\circ C$.

По таблицам насыщенного пара (таблица 17, приложения) находим необходимое давление греющего пара при $t_1 = t_{1н} = 180^\circ C$, давление $r_1 = 10$ бар.

Уточняем полезную разность температур

$$\Delta t_{пол.} = (180 - 102) - 64,9 = 13,1^\circ C.$$

Уравнение теплового баланса однокорпусной выпарной установки

$$\sum Q_1 = Q_1 + Q_2 + Q_{дег} + Q_5, (кВт), \quad (4.223)$$

где $\sum Q_1$ – теплота, отданная греющим паром; Q_1 – теплота на разогрев раствора, поступающего в греющую камеру; Q_2 – теплота, идущая на испарение растворителя; Q_{dez} – теплота дегидратации (затрата тепла на повышение концентрации раствора). Теплота дегидратации мала и принимается $Q_{dez} = 0,01 \cdot Q_2$, (кВт); Q_5 – потери тепла поверхностью аппарата в окружающую среду.

1. Определяем расход тепла на разогрев раствора до температуры кипения

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 (t_{к.р.} - t_{п.о.}), \text{ (кВт)}, \quad (4.224)$$

где G_1 – производительность выпарной установки при начальной концентрации раствора (кг/с). Теплоёмкость раствора при различной концентрации c можно приближенно определить по формуле

$$c = c_{сух} \cdot \epsilon + c_{\epsilon} \cdot (1 - \epsilon), \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}, \quad (4.225)$$

где $c_{сух}$ – теплоёмкость сухого вещества; c_{ϵ} – теплоёмкость воды, $c_{\epsilon} = 4,19$ (кДж/кг·град); $t_{к.р.} = t_{п.о.} + \Delta$ – температура кипения раствора при давлении r_2 в сепараторе.

В точных расчетах необходимо использовать значения теплоемкости растворов при различной концентрации (табл. 7÷10, приложения).

Количество выпаренной из раствора воды при конечной концентрации ϵ_2 определяется:

$$W = G_1 \cdot (1 - \frac{\epsilon_1}{\epsilon_2}), \text{ (кг/с)}. \quad (4.226)$$

2. Определяем расход тепла на выпаривание растворителя (воды) из раствора

$$Q_2 = W \cdot (i''_{\epsilon.н.} - i'_{к.в.н.}), \text{ (кВт)}, \quad (4.227)$$

где $i''_{\epsilon.н.}$, $i'_{к.в.н.}$ – энтальпии насыщенного вторичного пара и конденсата при давлении r_2 в сепараторе (по таблицам насыщенного пара).

3. Потери тепла через стенки аппарата в окружающую среду

$$Q_5 = K_5 \cdot F_k \cdot (t_{к.р.} - t_{о.с.}) \cdot 10^{-3}, \text{ (кВт)}, \quad (4.228)$$

где K_5 – коэффициент теплопередачи через поверхность корпуса аппарата, (Вт/м²·град); F_k – площадь поверхности аппарата, (м²).

Находим объем парового пространства сепаратора. Скорость вторичного пара в паровом пространстве сепаратора 3–4 м/с при атмосферном давлении $r_{ам}$.

Из условий траектории полета капель раствора высота парового пространства принимается $H_c = 1,8 \div 2,4$ м, напряжение парового пространства $R_v = 1700$ (м³/м³·ч) при давлениях $r_2 = 1 \div 10$ бар (количество образующегося пара в м³/ч на 1 м³ парового пространства.)

Объем парового пространства сепаратора определяется по формуле

$$V_c = \frac{W}{R_v \cdot r_n}, \text{ (м}^3\text{)}, \quad (4.229)$$

где $W = D_{в.п.}$ – количество выпариваемого растворителя (кг/ч); r_n – плотность вторичного пара (кг/м³) по таблице насыщенного пара r_n'' .

Диаметр корпуса сепаратора

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot V_c}{p \cdot H_c}}, \text{ (м)}. \quad (4.230)$$

Площадь поверхности корпуса аппарата (рис. 2.5)

$$F_k = 1,1 \cdot (p \cdot D_c \cdot l + p \cdot D_c \cdot H_c), \text{ (м}^2\text{)}. \quad (4.231)$$

Диаметр корпуса аппарата находится из условия

$$D_c = D_k + (0,4 \div 0,6), \text{ (м)}.$$

Определив все составляющие теплового баланса, находим теплоту от-
данную греющим парам:

$$\sum Q_1 = Q_1 + Q_2 + 0,01Q_2 + Q_5, \text{ (кВт)}. \quad (4.232)$$

Конечная масс концентрированного раствора при конечной концентра-
ции e_2 на выходе из аппарата

$$G_2 = G_1 \cdot \frac{e_1}{e_2} = G_1 - W, \text{ (кг/ч)}. \quad (4.233)$$

Массовый расход греющего пара без утилизации ВЭР от выпарной уста-
новки

$$D_1 = \frac{\sum Q_1}{i_1'' - i_k'}, \text{ (кг/с)}, \quad (4.234)$$

где i_1'' и i_k' - энтальпия греющего пара и конденсата при давлении пара r_1 бар
(по таблицам насыщенного пара, таблица 17, приложения).

Поверхность нагрева греющей камеры выпарного аппарата определяется
по уравнению

$$F_{сп.к.} = \frac{\sum Q_1 \cdot 10^3}{K_1 \cdot \Delta t_{пол.}}, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (4.235)$$

По приложению (табл. 13) выбираем размеры греющей камеры выпарно-
го аппарата. Определим сокращение расхода греющего пара и экономиче-
скую эффективность от утилизации всех ВЭР от выпарной установки.

Утилизации ВЭР от выпарной установки подлежат:

- 1) теплота вторичного пара на выходе из сепаратора при давлении па-
ра r_2 ;
- 2) теплота конденсата вторичного пара при давлении r_2 ;
- 3) теплота конденсата греющего пара при давлении r_1 ;
- 4) физическая теплота на "выходе из выпарного аппарата с температур-
ной $t_{к.р.}$

Теплота вторичного пара и конденсата используется для горячего водо-
снабжения и технологических нужд.

Физическая теплота выпаренного раствора и теплота конденсата грею-
щего пара используется для нагрева до температуры кипения раствора, по-
ступающего в греющую камеру аппарата. Для нагрева воды и раствора при-
меняются кожухотрубчатые теплообменники. Для утилизации физической

теплоты выпариваемого раствора используется погружной змеевиковый теплообменник (рис. 2.2, в).

Тепловая нагрузка первой секции пароводяного теплообменника для утилизации тепла вторичного пара

$$Q_{1c} = D_{\text{в.п.}} \cdot (i''_{\text{в.п.}} - i'_{\text{к.в.п.}}) \cdot h, (\text{кВт}), \quad (4.236)$$

где $D_{\text{в.п.}}$ – количество вторичного пара в сепараторе (кг/с), $i''_{\text{в.п.}}$, $i'_{\text{к.в.п.}}$ – энтальпии вторичного пара и конденсата (кДж/кг) (по таблицам насыщенного пара при давлении r_2) (таблица 17, приложения).

Массовый расход нагреваемой воды для первой секции теплообменника

$$M_{\text{з.в.}} = \frac{Q_{1c}}{c_{\text{в}} \cdot (t''_2 - t'_1)}, (\text{кг/с}). \quad (4.237)$$

Тепловая нагрузка второй водоводяной секции теплообменника для нагрева воды для горячего водоснабжения

$$Q_{2c} = W \cdot c_{\text{в}} \cdot (t''_{\text{в.п.}} - t'_{\text{к.в.п.}}) \cdot h, (\text{кВт}), \quad (4.238)$$

где $t''_{\text{в.п.}}$, $t'_{\text{к.в.п.}}$ – температура насыщенного вторичного пара и конденсата при давлении r_2 (по таблицам насыщенного пара); $c_{\text{в}}$ – теплоёмкость воды $c_{\text{в}} = 4,2$ (кДж/кг·град).

Массовый расход нагреваемой воды для второй секции теплообменника

$$M_2 = \frac{Q_{2c}}{c_{\text{в}} \cdot (t''_1 - t'_1)}, (\text{кг/с}). \quad (4.239)$$

Общий массовый расход горячей воды

$$M = (M_1 + M_2) \cdot 3600, (\text{кг/ч}). \quad (4.240)$$

Определяем поверхности нагрева всех теплообменных аппаратов по схеме утилизации ВЭР (рис. 3.6).

Поверхности нагрева всех теплообменников определяются по уравнению

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t}, (\text{м}^2), \quad (4.241)$$

где Q – тепловая нагрузка теплообменного аппарата (кВт); K – коэффициент теплопередачи для данного аппарата (Вт/м²·град); Δt – средний температурный напор для аппарата (°C).

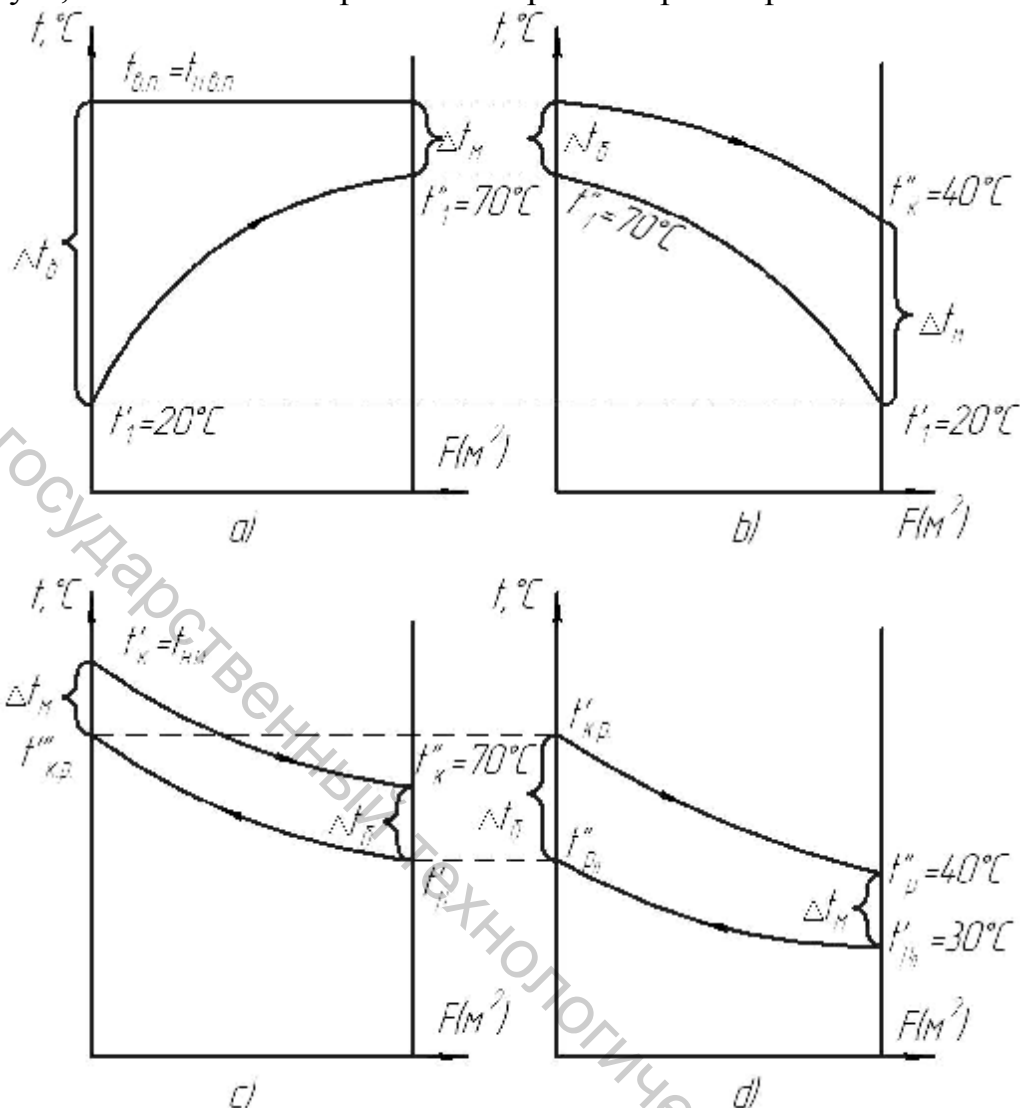
Средний температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_M}}, (^\circ\text{C}). \quad (4.242)$$

Разности температур Δt_d и Δt_M определяются по графикам изменения температур теплоносителей по схеме противотока (рис. 4.3), где Δt_d и Δt_M – большая и меньшая разность температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменного аппарата.

Подогрев раствора до температуры кипения двухступенчатый: подогрев раствора в погружном змеевиковом теплообменнике теплотой выпаренного раствора с температурой кипения $1_{\text{кр}}$, и подогрев раствора теплом конденса-

та греющего пара. Подготовленный к выпарке раствор поступает в трубки змеевикового теплообменника, который погружен в объем теплоизолированного корпуса, заполненного горячим выпаренным раствором.



Риснок 4.3 – Графики изменения температур теплоносителей для определения среднего напора в формуле (4.242): а – для первой секции пароводяного теплообменника; б – для второй секции пароводяного теплообменника; с – для выносного подогревателя раствора греющим паром; д – для погружного змеевикового теплообменника

Для увеличения интенсивности теплообмена в объеме горячей жидкости применяются механические мешалки с электроприводом. Наиболее эффективное перемешивание жидкости создают пропеллерные мешалки с лопастями, изготовленными по профилю гребного винта, которые создают наибольший насосный эффект, что позволяет максимально сократить длительность перемешивания. Такие мешалки следует использовать в цилиндрических баках с выпуклыми днищами, для избегания застойных зон.

Тепловая нагрузка погружного теплообменника при заданной конечной температуре охлаждаемого раствора $t_p'' = 40^\circ\text{C}$ определяется:

$$Q_{\text{погр.}} = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{\kappa.p.}' - t_p'') \cdot h, (\text{кВт}), \quad (4.243)$$

где G_2 – масса выпаренного раствора (кг/с); c_{p2} – теплоёмкость раствора при конечной концентрации e_2 (кДж/кг·град).

Конечная температура подогреваемого раствора на выходе из змеевикового теплообменника определяется соотношением

$$t_{po}^{II} = t_{po}^I + \frac{Q_{ногр}}{G_1 \cdot c_{p1}}, (^\circ\text{C}). \quad (4.244)$$

Конечная температура горячей воды на технологические нужды и горячее водоснабжение уточняется по водоводяному теплообменнику

$$t_1^{II} = t_1^I + \frac{Q_{2c}}{M_2 \cdot c_6}, (^\circ\text{C}). \quad (4.245)$$

Расход пара на греющую камеру выпарного аппарата с учётом утилизации ВЭР на нагрев раствора в выносных подогревателях определяется из уравнения баланса тепла:

$$D_2 = \frac{Q_2 + 0,01 \cdot Q_2 + Q_5}{(i_1^{II} - i_k^I)}, (\text{кг/с}), \quad (4.246)$$

где i_1^{II} , i_k^I – энтальпии греющего пара и конденсата при давлении r_1 (кДж/кг) (таблица 17, приложения).

Таким образом, утилизация ВЭР позволит уменьшить расход греющего пара на величину

$$\Delta D = D_1 - D_2, (\text{кг/с}), \quad (4.247)$$

Поверхность нагрева греющей камеры при утилизации ВЭР

$$F_{гр.к.}^{ВЭР} = \frac{\sum Q_2}{K \cdot \Delta t_{пол.}}, \quad (4.248)$$

Тепловая нагрузка выносного подогревателя раствора конденсатом греющего пара

$$Q_{n.p.} = D_2 \cdot c_6 \cdot (t_k^I - t_k^{II}) \cdot h, (\text{кВт}). \quad (4.249)$$

Расход тепла на выпарную установку при использовании ВЭР составит

$$\sum Q_2 = \sum Q_1 - Q_1, (\text{кВт}), \quad (4.250)$$

где Q_1 – расход тепла на разогрев раствора до температуры кипения.

Годовая экономия условного топлива за счёт уменьшения расхода греющего пара на установку в котельной

$$B_{усл.} = \frac{(\sum Q_1 - \sum Q_2)}{29300 \cdot h_{к.}} \cdot 3600 \cdot t_{год}, (\text{кг усл.т./год}), \quad (4.251)$$

где $h_{усл.}$ – КПД. котельной установки.

Возможный выход ВЭР от утилизации тепла вторичного пара от выпарного аппарата

$$Q_{в.п.}^{ВЭР} = (Q_{1c} + Q_{2c}) \cdot b \cdot t_{год}, (\text{кДж/год}). \quad (4.252)$$

Годовая экономия условного топлива от утилизации ВЭР тепла вторичного пара

$$B_{усл.}^{ВЭР} = \frac{Q_{в.п.}^{ВЭР} \cdot h_{усл.}}{29300}, (\text{кг усл.т./год}), \quad (4.253)$$

где $h_{уст.}$ – КПД теплообменного аппарата.

Коэффициент полезного использования теплоты топлива (КПИ) в выпарном аппарате

$$h_{к.п.и.} = \frac{B_{уст.}^{ВЭР}}{B_{уст.}^K}, \quad (4.254)$$

где $B_{уст.}^K = \frac{\sum Q_1}{29300 \cdot h_k}$, (кг/с) – расход условного топлива в котельной на вы-

парную установку по расходу греющего пара D_1 ; $B_{уст.}^{ВЭР} = \frac{Q_1 + (Q_{1c} + Q_{2c}) \cdot b \cdot h_{уст.}}{29300}$,

(кг/с) – экономия условного топлива за счёт утилизации всех ВЭР от выпарного аппарата.

Все расчётные данные свести в таблицу.

Сводная таблица результатов расчёта

Наименование показателя	Обозначение	Размерность
1. Расход тепла на разогрев раствора	Q_1	кВт
2. Количество выпаренной воды	W	кг/с
3. Расход тепла на выпаривание воды	Q_2	кВт
4. Потеря тепла аппаратом	Q_5	кВт
5. Расход греющего пара без утилизации ВЭР	D_1	кг/с
6. Расход греющего пара с утилизацией ВЭР	D_2	кг/с
7. Поверхность нагрева греющей камеры без предварительного подогрева раствора	$F_{гр.к.}$	м ²
8. Поверхность нагрева греющей камеры с предварительным нагревом раствора	$F_{гр.к.}$	м ²
9. Тепловая нагрузка пароводяного теплообменника	$Q_{1.c.}$	кВт
10. Тепловая нагрузка водоводяного теплообменника	$Q_{2.c.}$	кВт
11. Общий расход горячей воды	$M_1 + M_2$	кг/ч
12. Поверхность теплообмена пароводяного теплообменника	$F_{1.c.}$	м ²
13. Поверхность теплообмена водоводяного теплообменника	$F_{2.c.}$	м ²
14. Поверхность теплообмена погружного теплообменника	$F_{погр.}$	м ²
15. Поверхность нагрева выносного подогревателя раствора	$F_{в.п.}$	м ²
16. Расход тепла на установку без утилизации ВЭР	$\sum Q_1$	кВт
17. Расход тепла на установку с учётом ВЭР	$\sum Q_2$	кВт
18. Тепловая нагрузка погружного теплообменника	$Q_{погр.}$	кВт
19. Тепловая нагрузка выносного подогревателя раствора	$Q_{в.п.}$	кВт
20. Возможный выход ВЭР от выпарной установки	$Q_{ВЭР}$	кВт
21. Годовая экономия условного топлива	$B_{уст.}$	кг усл.т./год
22. Коэффициент полезного использования теплоты топлива	$h_{к.п.и.}$	—

Задача 23. В нагревательных методических печах нагреваемые слитки металла движутся по глиссажным трубам, в которых циркулирует питатель-

ная вода. Охлаждение труб должно быть надежным и бесперебойным, для обеспечения их прочности в условиях длительной эксплуатации при высоких температурах. Испарительное охлаждение глиссажных труб используется с целью получения водяного пара с энергетическими параметрами для выработки электроэнергии. Многоконтурная система глиссажных труб представляет собой поверхность нагрева простейшего котла-утилизатора с многократной естественной циркуляцией, с коллекторным вариантом опускных и подъемных труб. Барабан-сепаратор обычно располагается на перекрытии цеха на высоте 15-20 м. Такая установка создает устойчивую естественную циркуляцию пароводяной смеси. Для осуществления перегрева пара устанавливается пароперегреватель с использованием части отходящих газов. Большая часть газов используется для нагрева воздуха в рекуператоре для процесса сгорания топлива (рис. 3.7).

В контуре испарительного охлаждения включаются четыре продольные глиссажные трубы и поперечные трубы. Все глиссажные трубы включены в контур циркуляции. Насыщенный пар из барабана-сепаратора перегревается в пароперегревателе и поступает на паровую турбину.

Расчет тепловой нагрузки глиссажных труб производится исходя из средней температуры газов в печи $T_{\text{г}}$, температуры и величины обогреваемой поверхности всего контура глиссажных труб H , (м^2).

Количество тепла, передаваемое излучением от печного пространства 1 м^2 поверхности нагрева труб, определяется по формуле

$$q_{\text{л}} = e_{\text{нр.}} \cdot C_0 \cdot j \left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right], (\text{Вт/м}^2), \quad (4.255)$$

где C_0 – коэффициент излучения чёрного тела, $C_0 = 5,67 (\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4)$; j – коэффициент использования поверхности нагрева, $j = 0,9$.

Приведенная степень черноты приближенно определяется по формуле

$$e_{\text{нр.}} = \frac{e_2 \cdot e_{\text{см.}}}{e_{\text{см.}} + e_2 \cdot (1 - e_{\text{см.}})} = \frac{0,28 \cdot 0,88}{0,88 + 0,28 \cdot (1 - 0,88)} = 0,269. \quad (4.256)$$

Суммарная теплоотдача излучением и конвекцией определяется формулой

$$q_0 = (e_k + e_{\text{нр.}}) \cdot C_0 \cdot j \left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right], (\text{Вт/м}^2), \quad (4.257)$$

где коэффициент конвекции e_k определяется уравнением

$$e_k = \frac{a_k \cdot (T_{\text{г}} - T_{\text{ст}})}{C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}. \quad (4.258)$$

Коэффициент теплообмена излучением $a_{\text{л}}$ от газов к поверхности нагрева глиссажных труб определяется по уравнению

$$a_{\text{л}} = \frac{e_{\text{нр}} \cdot C_0 \cdot j \left[\left(\frac{T_{\text{Г}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100} \right)^4 \right]}{T_{\text{Г}} - T_{\text{СТ}}}, (\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}). \quad (4.259)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи излучением и конвекцией

$$a_0 = a_{\text{к}} + a_{\text{л}}, (\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}). \quad (4.260)$$

Тепловая нагрузка всего исправительного контура глиссажных труб определяется

$$Q_{\text{исп.}} = q_0 \cdot H \cdot 10^{-3}, (\text{кВт}), \quad (4.261)$$

где H – обогреваемая поверхность глиссажных труб (м^2).

Выход насыщенного пара из барабана – сепаратора

$$D = \frac{Q_{\text{исп.}} \cdot h_{\text{исп.}}}{(i''_{\text{н}} - i'_{\text{н.с.}})} \cdot 3600, (\text{кг/ч}), \quad (4.262)$$

где $i''_{\text{н}}$ и $i'_{\text{н.с.}}$ – энтальпия насыщенного пара (по таблице 17, приложения) и энтальпия питательной воды при температуре воды $t_{\text{н.н.}} = 105^\circ \text{C}$, $h_{\text{исп.}} = 0,96$ – КПД сохранения тепла в контуре циркуляции глиссажных труб.

Насыщенный пар из системы испарительного охлаждения глиссажных труб и барабана-сепаратора направляется в пароперегреватель змеевикового типа, расположенный в газоходе печи. Часть газов печи проходит через пароперегреватель, другая, большая часть, – через рекуператор. Воздух подогревается и подается к газовым горелкам для эффективного сжигания природного газа. Пароперегреватель и рекуператор работают параллельно (рис.3.7).

Температура пара на входе в пароперегреватель $t''_{\text{н}}$ находится по таблицам насыщенного пара $t''_{\text{н}} = f(r)$ (табл. 17, приложения).

Количество продуктов сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха перед рекуператором и пароперегревателем $a_p = 1,1$.

$$V_2 = [V_2^o + V^o(a_p - 1) + 0,016 \cdot V^o \cdot a_p] \cdot \frac{1}{r_2}, (\text{м}^3/\text{кг}); \quad (4.263)$$

$$V_2 = [10,7 + 9,5 \cdot (1,1 - 1) + 0,016 \cdot 9,5 \cdot 1,1] \cdot \frac{1}{0,84} = 14,12, (\text{м}^3/\text{кг}).$$

Удельное количество тепла, которое вносится в печь с топочными газами и воздухом, нагретым в рекуператоре до температуры $t''_o = 400^\circ \text{C}$.

$$q_2 = V_2 \cdot c'_2 \cdot t_2 + a_p \cdot V_o \cdot c'_o \cdot t''_o, (\text{кДж/кг}), \quad (4.264)$$

где c'_2 и c'_o – среднеобъемные теплоемкости топочных газов и воздуха;

$$c'_2 = 1,55 (\text{кДж/м}^3 \cdot \text{град}), \quad c''_o = 1,35 (\text{кДж/м}^3 \cdot \text{град}).$$

Расход тепла на нагрев металла в нагревательной печи

$$Q_{\text{мех.}} = 0,985 \cdot G_{\text{н}} \cdot (I'_M - I''_M), (\text{кВт}). \quad (4.265)$$

Здесь: $G_{\text{н}}$ – производительность печи в (кг/с), $I'_M = 0$; $I''_M = c_M \cdot t_2$ – начальная и конечная энтальпия металла. Теплоемкость стальных слитков $c_M = 0,6 (\text{кДж/кг} \cdot \text{град})$, коэффициент 0,985 учитывает тепло, выделяющее при угаре 1,5 % металла в результате экзотермической реакции.

Расход природного газа на печь

$$B = \frac{1,1 \cdot (Q_{\text{техн.}} + Q_{\text{исп.}})}{Q_n^p \cdot h_{\text{И.Т.}}}, (\text{кг/с}), \quad (4.266)$$

где $h_{\text{И.Т.}}$ – коэффициент использования топлива в печи, принимается предварительно $h_{\text{И.Т.}} = 0,95$. Коэффициент 1,1 учитывает потери тепла в окружающую среду. В нагревательных печах такого типа потери тепла в окружающую среду могут составлять от 8 до 10 % от общего расхода тепла. Коэффициент использования топлива в печи уточняется по уравнению теплового баланса

$$B \cdot Q_n^p \cdot h_{\text{И.Т.}} = 1,1 \cdot (Q_{\text{техн.}} + Q_{\text{исп.}}) = B \cdot q_{\Gamma}, (\text{кВт}). \quad (4.267)$$

Из уравнения баланса тепла определяется

$$h_{\text{И.Т.}} = \frac{B \cdot q_{\Gamma}}{B \cdot Q_n^p} = \frac{q_{\Gamma}}{Q_n^p}. \quad (4.268)$$

Потеря тепла с отходящими газами из печи после экономайзера при температуре $t_{\text{yx}} = 180^\circ\text{C}$ и выбивающимися газами из печи при температуре $t_{\text{в.з.}} = 850^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{о.з.}} + Q_{\text{в.з.}} = B \cdot q_{\text{о.з.}} \cdot (1 - y) + B \cdot q_{\text{в.з.}} \cdot y, (\text{кВт}), \quad (4.269)$$

где, $y = 0,15$ – доля газов, выбивающихся по тракту печи.

Удельные потери тепла с уходящими газами после экономайзера:

$$q_{\text{о.з.}} = V_2 \cdot c_2' \cdot t_{\text{yx}}, (\text{кДж/кг}), \quad (4.270)$$

С выбивающимися газами

$$q_{\text{в.з.}} = V_2 \cdot c_2' \cdot t_{\text{в.з.}}, (\text{кДж/кг}), \quad (4.271)$$

где объем уходящих газов V_2 в ($\text{м}^3/\text{кг}$).

Среднеобъемную теплоемкость топочных газов в интервале температур $t_2 \approx 800 \div 200^\circ\text{C}$ принять $c_2' \approx 1,33 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{град}$.

Определяем поверхности нагрева теплообменных аппаратов, установленных в газоходах нагревательной печи (рекуператора, пароперегревателя, экономайзера).

Поверхности нагрева теплообменников определяются из уравнения теплопередачи:

$$F_n = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, (\text{м}^2), \quad (4.272)$$

где Q – тепловая нагрузка теплообменника (кВт); K – коэффициент теплопередачи теплообменника ($\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}$); Δt_{cp} – средний температурный напор для расчетного теплообменника ($^\circ\text{C}$).

Тепловая нагрузка пароперегревателя

$$Q_n = D_n \cdot (i_n - i_{\text{н.п.}}') \cdot h_n, (\text{кВт}), \quad (4.273)$$

где i_n – энтальпия перегретого пара (кДж/кг) (по таблицам перегретого пара (табл. 14, приложения).

Тепловая нагрузка рекуператора по нагреваемому воздуху определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{\Pi} = a_n \cdot V^o \cdot c_o' \cdot (t_o'' - t_o') \cdot G_o \cdot h_p = 0,75 \cdot B \cdot V_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma}' \cdot (t_p' - t_p''), (\text{кВт}), \quad (4.274)$$

где $a_n = 1,05$ – коэффициент избытка воздуха в печи.

Объемы воздуха и газов определяются в ($\text{м}^3/\text{кг}$) при средних плотностях воздуха $r_o = 0,75 \text{ кг/м}^3$ и газов $r_2 = 0,41 \text{ кг/м}^3$. Расход воздуха через рекуператор

$$G_o = \frac{0,75 \cdot B \cdot V_{\Gamma} \cdot c'_{\Gamma} \cdot (t'_p - t''_p)}{a_n \cdot V^o \cdot c'_o \cdot (t''_o - t'_o) \cdot h_p}, (\text{кг/с}), \quad (4.275)$$

где $0,75 \cdot B \cdot V_{\Gamma}$ – расход топочных газов через рекуператор ($\text{м}^3/\text{с}$).

Тепловая нагрузка экономайзера находится из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{эк.}} = 0,85 \cdot B \cdot V_{\Gamma} \cdot c'_{\text{ух.г.}} \cdot (t'_{\text{г.эк.}} - t''_{\text{г.эк.}}) \cdot h_{\text{эк.}}, (\text{кВт}), \quad (4.276)$$

где, $0,85 \cdot B \cdot V_{\Gamma}$ – расход топочных газов через экономайзер с учетом 15 % выбивающихся газов по тракту печи ($\text{м}^3/\text{с}$), $c'_{\text{ух.г.}} - 1,27 (\text{кДж/м}^3 \cdot \text{град})$ – среднеобъемная теплоемкость уходящих газов.

Расход питательной воды через экономайзер

$$M_n = \frac{Q_{\text{эк.}} \cdot 3600}{c_6 \cdot \Delta t_{n.6}}, (\text{кг/с}). \quad (4.277)$$

Питательной водой для системы глиссажных труб служит турбинный конденсат с температурой $t'_{n.6.} = 25^\circ \text{C}$. Вода в экономайзере подогревается до $t''_{n.6.} = 105^\circ \text{C}$.

Если $M_{n.6.} < D$ необходимо подпитка питательной водой от ТЭЦ с температурой $t''_{n.6.} = 105^\circ \text{C}$.

Средний температурный напор для рекуператора

$$\Delta t_{cp.}^p = \frac{(t'_p - t''_o) - (t''_p - t'_o)}{\ln \frac{(t'_p - t''_o)}{(t''_p - t'_o)}}, (^\circ \text{C}). \quad (4.278)$$

Средний температурный напор для пароперегревателя

$$\Delta t_{cp.}^n = \frac{(t'_\Gamma - t''_{II}) - (t''_\Gamma - t'_{H.П.})}{\ln \frac{(t'_\Gamma - t''_{II})}{(t''_\Gamma - t'_{H.П.})}}, (^\circ \text{C}). \quad (4.279)$$

Средний температурный напор для экономайзера

$$\Delta t_{cp.}^{\text{эк.}} = \frac{(t'_{\text{г.эк.}} - t''_{n.6.}) - (t''_{\text{г.эк.}} - t'_{n.6.})}{\ln \frac{(t'_{\text{г.эк.}} - t''_{n.6.})}{(t''_{\text{г.эк.}} - t'_{n.6.})}}, (^\circ \text{C}). \quad (4.280)$$

Коэффициент полезного использования тепла (КПИ) после модернизации нагревательной печи

$$h_{\text{КПИ}} = \frac{\sum Q_{np.}}{\sum Q_{nom.}}, \quad (4.281)$$

где $\sum Q_{np.}$ – суммарный приход тепла в нагревательную печь; $\sum Q_{nom.}$ – суммарные потери тепла с отходящими газами и в окружающую среду.

Определяем показатели тепловой экономичности печи после реконструкции.

Технологический КПД печи после модернизации

$$h_{\text{техн.}} = \frac{Q_{\text{техн.}}}{B \cdot Q_n^p}. \quad (4.282)$$

Технологический КПД печи до модернизации

$$h'_{\text{техн.}} = \frac{Q_{\text{техн.}}}{1,15 \cdot B \cdot Q_n^p}. \quad (4.283)$$

Расход топлива до модернизации на 15 % больше.

Тепло, полезно использованное на выработку в контуре глиссажных труб и пароперегревателе

$$h_{\text{з.тр.}} = \frac{Q_{\text{исп.}} + Q_{\text{пер.}}}{B \cdot Q_n^p}. \quad (4.284)$$

Здесь расход топлива B в (кг/с), низшая теплота сгорания Q_n^p в (кДж/кг).

Энергетический КПД печи $h_{\text{эн.}} = h_{\text{техн.}} + h_{\text{зл.тр.}}$.

Удельный расход пара на турбину составляет

$$d_n = \frac{1000}{(i_n - i_2) \cdot h_{oi}}, \text{ (кг/МДж)}. \quad (4.285)$$

Относительный внутренний КПД для турбин небольшой мощности составляет $h_{oi} = 0,75 \div 0,86$.

Возможная выработка электроэнергии в утилизационном турбогенераторе за счет ВЭР от испарительного охлаждения глиссажных труб в виде избыточного давления пара можно определить по формуле

$$W_{\text{ген.}} = D_n \cdot t_{\text{д}} \cdot l_{\text{ад}} \cdot h_{oi} \cdot h_m \cdot h_2, \text{ (кВт} \cdot \text{ч)}, \quad (4.286)$$

где D_n – расход пара на турбину (кг/с); $t_{\text{д}}$ – фактический фонд времени работы источника ВЭР (ч); $l_{\text{ад}}$ – работа адиабатного расширения пара в турбине (кДж/кг).

Работа адиабатного расширения пара в турбине определяется

$$l_{\text{ад.}} = (i_n - i_2), \text{ (кДж/кг)}. \quad (4.287)$$

Приведенные годовые затраты на модернизацию нагревательной печи определяются выражением

$$Z = K \cdot E_n + C_{\text{экс.}}, \text{ (у.е.)}, \quad (4.288)$$

где $E_n = 0,15$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений; K – требуемый объем капиталовложений в модернизацию печи; $C_{\text{экс.}}$ – годовые эксплуатационные расходы.

Срок окупаемости капиталовложений (инвестиций) в модернизацию нагревательной печи определяется по зависимости

$$T = \frac{K}{\Delta \mathcal{E} - C_{\text{экс.}}}, \text{ лет}, \quad (4.289)$$

где $\Delta \mathcal{E}$ – годовая экономия, достигаемая в результате модернизации печи.

Так как турбогенераторный агрегат устанавливается на производственной ТЭЦ и обслуживается персоналом ТЭЦ, то эксплуатационные затраты

можно принять в объеме 10 – 12 % от общих капитальных затрат на модернизацию.

Тогда требуемый объем капиталовложений на модернизацию печи определяется зависимостью

$$K \leq \frac{T \cdot \Delta \mathcal{E}}{1 + 0,12 \cdot T}, \text{ (у.е.)}. \quad (4.290)$$

Номинальная мощность электрогенератора

$$N_n = \frac{D_n}{d_n} \cdot h_m \cdot h_r \cdot 10^3, \text{ (кВт)}, \quad (4.291)$$

где значения механического КПД η_m и КПД электрического генератора h_r для турбогенераторов небольшой мощности можно принимать ($h_m = h_r = 0,92 \div 0,95$).

Выработка электроэнергии генератором составит:

$$W_{ген.} = N_n \cdot t_d, \text{ (кВт·ч)}, \quad (4.292)$$

где t_d – действительный фонд времени работы турбогенератора, (ч).

При стоимости 1 кВт·ч электрической энергии – 0,065 у.е. годовой экономический эффект

$$\Delta \mathcal{E} = W_{ген.} \cdot 0,065, \text{ (у.е.)}. \quad (4.293)$$

Определяем экономию условного топлива за счет утилизации ВЭР от модернизации нагревательной печи.

При выработке электроэнергии на ТЭЦ удельный расход условного топлива $\epsilon_{усл.} = 0,38 \text{ кг/кВт·ч}$.

Годовая экономия условного топлива за счет выработки электроэнергии на утилизационной установке составит:

$$\Delta B_{усл.т.} = N_n \cdot \epsilon_{уд.} \cdot t_d \cdot 10^{-3}, \text{ (т/год)}. \quad (4.294)$$

Годовой экономический эффект за счет экономии топлива

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \cdot C_{усл.т.}, \text{ (у.е.)}, \quad (4.295)$$

где, $C_{усл.т.}$ – цена 1 т условного топлива ($C_{усл.т.} = 120 \text{ у.е.}$).

Сравнить годовой экономический эффект за счет выработки электрической энергии и экономии условного топлива. По расчетным данным состав-
ляем тепловой баланс печи.

Тепловой баланс нагревательной печи

Статьи баланса	Расчетная формула	Истинное значение	
		Q кВт	%
1	2	3	4
I. Приход тепла			
1. Теплота сгорания топлива	$Q_T = B \cdot Q_n^p \cdot h_{у.т.}$		
2. Теплота воздуха, поступающего на горение при $t_o^{II} = 400^\circ \text{C}$	$Q_o = B \cdot a_n \cdot V^o \cdot c_o^I \cdot t_o^{II}$		
3. Теплота сгорания металла (угар).	$Q_{экз.} = 0,015 \cdot Q_{техн.}$		

1	2	3	4
ИТОГО:			100 %
<u>I I. Расход тепла</u>			
1. Расход тепла на нагрев металла	$Q_m = 0,985 \cdot G_n \cdot (I_m'' - I_m')$		
2. Тепло, передаваемое воде в системе испарительного охлаждения	$Q_{исп.} = q_o \cdot H \cdot 10^{-3}$		
3. Тепло, передаваемое пару в паронагревателе	$Q_n = D_n \cdot (i_n - i_n') \cdot h_n$		
4. Тепло, передаваемое питательной воде в экономайзере	$Q_{эк.} = M_{н.в.} \cdot c_{в.} \cdot (i_{н.в.}'' - i_{н.в.}') \cdot h_{эк.}$		
<u>III. Потери тепла</u>			
1. С отходящими газами, с выбивающими газами, в окружающую среду плюс неучтенные потери и неувязка баланса	$Q_{yx} + Q_5 + Q_{неуч.};$ $Q_{ном.} = 1,15 \cdot V_{yx} \cdot c_{yx}' \cdot (t_{yx} - t_o)$		
ИТОГО:			100 %

Задача 24. Секундный расход греющего теплоносителя (сбросных растворов) определяется за время технологического цикла $t = 5$ ч

$$G_1' = \frac{G_1}{t \cdot 3600}, (\text{кг/с}). \quad (4.296)$$

Удельная производительность водоводяного аккумулятора находится из уравнения

$$K \cdot F = G_1' \cdot c_1 \cdot \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1' \cdot c_1 \cdot t} \cdot \ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''}}, (\text{Вт/град}). \quad (4.297)$$

Здесь теплоемкости $c_1 = c_2 = 4200$ (Дж/кг·град), t – время нагревания воды в аккумуляторе (с) (рис. 3.8).

Конечная температура нагреваемой в аккумуляторе воды t_2'' предварительно принимается ($t_2'' \approx 90^\circ \text{C}$) с последующим уточнением по формуле

$$t_2'' = t_1' - \frac{t_1' - t_2'}{\exp \left[\frac{G_1' \cdot c_1 \cdot t}{G_2 \cdot c_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\exp \frac{K \cdot F}{G_1' \cdot c_1}} \right) \right]}, (^\circ \text{C}). \quad (4.298)$$

Здесь $\exp$ – основание натурального логарифма число $e = 2,7^x$, где

$$x = \left[\frac{G_1' \cdot c_1 \cdot t}{G_2 \cdot c_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\exp \frac{K \cdot F}{G_1' \cdot c_1}} \right) \right]$$

Конечная температура греющей воды определяется по формуле

$$t_1'' = \frac{t_1' - t_2'}{K \cdot F \cdot \exp \frac{G_1' \cdot c_1}{K \cdot F}} + t_2', (^\circ\text{C}). \quad (4.299)$$

Теплопроизводительность водоводяного аккумулятора за два залповых выброса

$$Q_{ак.} = 2 \cdot G_2' \cdot c_2 \cdot (t_1' - t_{1k}''), (\text{кВт}). \quad (4.300)$$

Секундный расход нагреваемой питательной воды из водоподогревателя-аккумулятора для питания автоклавов

$$G_2' = \frac{G_2}{t \cdot 3600}, (\text{кг/с}). \quad (4.301)$$

Поверхность нагрева аппарата (4.297)

$$F = \frac{K_T \cdot F}{K_T}, (\text{м}^2). \quad (4.302)$$

Приведенные годовые затраты определяются по соотношению

$$Z = K_u \cdot E_n + C_{экс.}, (\text{у.е.}) \quad (4.303)$$

где K_u – капиталовложения в утилизационное оборудование при использовании ВЭР; $C_{экс.}$ – эксплуатационные годовые затраты (принять $C_{экс.} = 0$); $E_n = 0,15$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

Срок окупаемости капиталовложений в утилизацию ВЭР определяются по зависимости

$$T = \frac{K_u}{\Delta \mathcal{E} - C_{экс.}}, (\text{лет}). \quad (4.304)$$

Объем капиталовложений при $C_{экс.} \approx 0$:

$$K_u \leq \Delta \mathcal{E} \cdot T, (\text{у.е.}). \quad (4.305)$$

Экономия условного топлива за счет утилизации ВЭР от двух залповых выбросов растворов:

$$B_{усл.}' = \frac{Q_{ак.}}{Q_{н.усл.}^p} \cdot 3600, (\text{кг/ч}) \quad (4.306)$$

Годовая экономия условного топлива за счет ВЭР сбросных растворов:

$$B_{усл.} = B_{усл.}' \cdot t_{\partial} \cdot 10^{-3}, (\text{т/год}), \quad (4.307)$$

где t_{∂} – годовой действительный фонд времени работы водонагревателя (ч).

Расход первичного греющего пара на нагрев воды для автоклавов без утилизации ВЭР

$$D_n = \frac{2 \cdot G_2' \cdot c \cdot (t_p - t_{\partial}) \cdot h}{i_n'' - i_k'}, (\text{кг/с}), \quad (4.308)$$

где $t_{\partial} = 20^\circ\text{C}$ – температура воды на входе в бойлер; i_n'' – энтальпия греющего пара при давлении пара $P_1 = 3$ бар ($i_n'' = 2725$ кДж/кг); i_k' – энтальпия конденсата ($i_k' = 562$ кДж/кг); $h = 0,95$ – КПД бойлерной установки.

При утилизации ВЭР сбросных растворов расход греющего пара составит

$$D_n' = \frac{2 \cdot G_2' \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_p - t_{2\kappa}'') \cdot h}{i_n'' - i_k'}, \text{ (кг/с)}, \quad (4.309)$$

где $t_{2\kappa}''$ – температура нагреваемой воды на выходе из водяного аккумулятора.

Сокращение расхода пара составит

$$\Delta D = D_n - D_n', \text{ (кг/с)}. \quad (4.310)$$

Расход топлива в котельной на выработку пара уменьшится на величину

$$\Delta B_{\text{усл.}}^K = \frac{\Delta D \cdot (i_n'' - i_{\text{н.в.}})}{Q_{\text{н.усл.}}^P \cdot h_{\text{к.а.}}} \cdot 3600, \text{ (кг/ч)} \quad (4.311)$$

Энтальпия питательной воды в котельной $i_{\text{н.в.}} \approx 500$ (кДж/кг), $\eta_{\text{к.а.}} = 0,9$ – КПД котельного агрегата.

Суммарная годовая экономия условного топлива

$$\sum B_{\text{усл.}} = (B_{\text{усл.}}' + \Delta B_{\text{усл.}}^K) \cdot t_{\text{д}} \cdot 10^{-3}, \text{ (т/год)}. \quad (4.312)$$

Суммарный годовой экономический эффект от утилизации ВЭР

$$\Delta \mathcal{E} = \sum B_{\text{усл.}} \cdot C, \text{ (у.е.)} \quad (4.313)$$

где C – стоимость 1 т условного топлива, $C = 120$ (у.е.).

Задача 25. Расход греющего пара на теплообменник перегонного куба определяется по уравнению

$$D_n = \frac{Q}{(i_n'' - i_k') \cdot h_{\text{д}}}, \text{ (кг/с)}. \quad (4.314)$$

Энтальпии пара i_n и конденсата i_k находятся по таблицам насыщенного пара (таблица 17, приложения).

Возможный выход ВЭР от установки

$$Q_{\text{ВЭР}} = D_k \cdot (i_k' - i_k) \cdot b \cdot h_{\text{ум}} \cdot t_{\text{д}}, \text{ (кДж)} \quad (4.315)$$

где расход конденсата $D_k = D_n$ (кг/ч), энтальпия $i_k = c_{\text{в}} \cdot t_k$, $c_{\text{в}} = 4,2$ (кДж/кг·град) – теплоемкость воды.

Годовая экономия условного топлива

$$B_{\text{усл.}} = \frac{Q_{\text{ВЭР}}}{Q_{\text{н.усл.}}^P} = \frac{Q_{\text{ВЭР}}}{29300}, \text{ (кг усл. т.)}. \quad (4.316)$$

Экономический эффект за счет утилизации тепла конденсата греющего пара

$$\Delta \mathcal{E} = B_{\text{усл.}} \cdot C, \text{ (у.е.)} \quad (4.317)$$

где, $B_{\text{усл.}}$ – экономия условного топлива в тоннах; $C = 120$ (у.е./т) – стоимость 1 т условного топлива.

Поверхность нагрева теплообменника перегонного куба

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{пол.}}, (м^2). \quad (4.318)$$

Задача 26. Из теплового баланса определяем конечную температуру отработанного воздуха от сушилок

$$Q_{ВЭР} = V_1 \cdot r_1 \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2) \cdot h_k = V_2 \cdot r_2 \cdot c_2 \cdot (t_{\epsilon 2} - t_{\epsilon 1}), (кВт) \quad (4.319)$$

Конечная температура отработанного воздуха

$$t_2 = t_1 - \frac{V_2 \cdot r_2 \cdot c_2 \cdot (t_{\epsilon 2} - t_{\epsilon 1})}{V_1 \cdot r_1 \cdot c_1 \cdot h_k}, (с), \quad (4.320)$$

где теплоемкости воздуха $c_1 = c_2$; плотности $r_1 = r_2$.

Средняя разность температур отработанного и приточного воздуха

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1 - t_{\epsilon 2}) - (t_2 - t_{\epsilon 1})}{\ln \frac{t_1 - t_{\epsilon 2}}{t_2 - t_{\epsilon 1}}}, (^\circ C). \quad (4.321)$$

Общая поверхность нагрева калориферов приточной вентиляции

$$F_{общ} = \frac{Q_{ВЭР}}{K \Delta t_{cp}}, (м^2). \quad (4.322)$$

Количество калориферов

$$n = \frac{F_{общ}}{F_k}, \quad (4.323)$$

Поверхность калориферов F_k выбрать из приложения (табл. 4).

Экономия условного топлива

$$\Delta B = 3600 \cdot \frac{Q_{ВЭР}}{29300}, (кг/ч) \quad (4.324)$$

Годовая экономия условного топлива

$$\Delta B_{год} = \Delta B \cdot t \cdot 10^{-3}, (т/год). \quad (4.325)$$

Годовая стоимость сэкономленного условного топлива

$$\Delta \mathcal{E}_{мон}^{год} = \Delta B_{год} \cdot \mathcal{C}, (у.е.) \quad (4.326)$$

где $\mathcal{C}$ – цена 1 тонны условного топлива ($\mathcal{C} = 120$ у.е.).

Удельная стоимость выработанного тепла

$$\mathcal{E}_{уд} = \frac{\mathcal{E}_{мон}^{год}}{Q_{ВЭР}^{год}}, (у.е./кДж). \quad (4.327)$$

Здесь $Q_{ВЭР}^{год} = Q_{ВЭР} \cdot 3600 \cdot t_{\partial}$, (кДж/год), где $Q_{ВЭР}$ – тепло, использованное для нагрева приточного воздуха в (кВт).

Задача № 27. Количество тепла, необходимое для обеспечения работы стекловаренной печи в течение года ($1 \text{ ГДж} = 10^6$ кДж).

$$Q = M \cdot 10^{-3} \cdot q \cdot \frac{t}{24}, (ГДж/год). \quad (4.328)$$

Годовой расход топлива на печь

$$B_T = \frac{Q}{Q_H^P \cdot h}, (м^3 / год) \quad (4.329)$$

Годовой выход тепла с отходящими топочными газами

$$Q_G = H \cdot B_T, (ГДж/год). \quad (4.330)$$

Возможный выход ВЭР в котле-утилизаторе на уходящих из печи продуктах сгорания топлива

$$Q_{\text{воз}}^{\text{ВЭР}} = B \cdot (H \cdot H_{\text{yx}}) \cdot b \cdot h_{\text{квт}}, (ГДж/год). \quad (4.331)$$

Годовая экономия условного топлива

$$B_{\text{ЭК}} = \frac{0,0343}{h_{\text{зам}}} \cdot Q_{\text{воз}} \cdot s, (т.у.т./год). \quad (4.332)$$

Задача № 28. Определяем коэффициент теплоотдачи от поверхности неизолированного трубопровода к воздуху по формуле (4.34), принимая в этом случае температуру поверхности трубы равной температуре горячей воды $t_H = t_1$:

$$a_H = 0,047(t_H - t_0) + 7\sqrt{W}, (Вт / м^2 \cdot град). \quad (4.333)$$

Термическое сопротивление теплоотдачи неизолированного трубопровода находится по выражению (4.33)

$$R_H = \frac{1}{p \cdot a_H \cdot a_0}, (м \cdot град / Вт.) \quad (4.334)$$

Тепловые потери с одного метра длины неизолированного трубопровода по формуле (4.32)

$$q_{\text{вн}} = \frac{t_1 - t_0}{R_H}, (Вт/м) \quad (4.335)$$

Потери тепла неизолированным трубопроводом

$$Q_H = q_{\text{вн}} \cdot l, (Вт) \quad (4.336)$$

Коэффициент эффективности тепловой изоляции (КПИ)

$$h_c = \frac{Q_H - Q_{\text{изол}}}{Q_H} \quad (4.337)$$

Допустимые потери тепла трубопроводом с совелитовой тепловой изоляцией при заданной эффективности изоляции $h_c = 0,86$

$$q_{\text{изол}} = q_{\text{вн}} \cdot (1 - h_c), (Вт/м). \quad (4.338)$$

$$Q_{\text{изол}} = q_{\text{в изол}} \cdot l, (Вт) \quad (4.339)$$

Тепловые потери неизолированных трубопроводов уменьшаются не пропорционально увеличению толщины изоляции. Термическое сопротивление слоя изоляции, вычисляемое по формуле (4.37), увеличивается, а термическое сопротивление теплоотдачи от поверхности изоляции в окружающую среду (формула 4.33) уменьшается (d_0 заменяется на $d_{\text{из}}$). В этом случае

термическим сопротивлением теплоотдачи (формула 4.33) изолированного трубопровода можно пренебречь, погрешность меньше 1 %.

Определяем по формуле (4.37) термическое сопротивление слоя совелитовой изоляции

$$R_{из.с.} = \frac{1}{2l_{из}^c \cdot p} \cdot \ln \frac{d_{из}}{d_0}, \quad (м \cdot град / Вт) \quad (4.340)$$

Линейные теплотери изолированного трубопровода

$$q_{е.из.} = \frac{t_1 - t_0}{R_{из.с.}}, \quad (Вт/м). \quad (4.341)$$

Из решения данного уравнения можно записать

$$\ln \frac{d_{из}}{d_0} = \frac{2 \cdot p}{q_{е.из.}} l_{из}^c \cdot (t_1 - t_0). \quad (4.342)$$

Обозначим $\frac{2 \cdot p}{q_{е.из.}} l_{из}^c \cdot (t_1 - t_0)$ через m , тогда можно записать

$$\frac{d_{из}}{d_0} = l^m = N, \quad \text{откуда } d_{изол.} = N \cdot d_0; \quad d_{изол.} = d_0 + 2 \cdot d_{из.} \quad \text{где } l = 2,72 - \text{ос-}$$

нование натурального логарифма.

Повторяем весь расчет тепловых потерь для тепловой изоляции из пеноуретана с $l_n = 0,025$ Вт/м·град и КПД $h_c = 0,97$ и определяем толщину изоляции $d_{из.}$.

Экономия тепла за счет замены тепловой изоляции составит:

$$\Delta q_{\epsilon} = \Delta q_{вс} - \Delta q_{вн}, \quad (Вт/м), \quad (4.343)$$

где $\Delta q_{вс}$, $\Delta q_{вн}$ – линейные потери совелитовой и пеноуретановой изоляцией.

Экономия тепла трубопроводом

$$\Delta Q = (\Delta q_{вс} - \Delta q_{вн}) \cdot l, \quad (Вт). \quad (4.344)$$

Экономия условного топлива

$$B_{усл.} = \frac{\Delta Q \cdot 3600}{29300 \cdot h_{зам.}} \cdot (t) \cdot 10^{-3}, \quad (т.усл.т./сезон), \quad (4.345)$$

где ΔQ – в кВт.

или

$$B_{усл.} = \frac{0,0342}{h_{зам.}} \cdot \Delta Q, \quad (т. усл. т./сезон) \quad (4.346)$$

где $\Delta Q = \Delta q_{\epsilon} \cdot l \cdot 3600 \cdot t \cdot 10^{-9}$ (Гдж/сезон).

КПД замещающей установки принять для водогрейных котлов $h_{зам.} = 0,92$.

Проверяем температуру на поверхности изоляции по формуле (4.40)

$$t_{изол.} = \frac{\frac{t_1}{\frac{R_{изол.}}{1}} + \frac{t_0}{\frac{R_n}{1}}}{\frac{1}{R_{изол.}} + \frac{1}{R}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.347)$$

где $R_{изол.}$ и R_n термическое сопротивление для слоя изоляции и сопротивление теплоотдачи от поверхности изоляции в окружающую среду, по формулам (4.37) и (4.33)

$$R_{изол.} = \frac{1}{2 \cdot p \cdot l_{из.}} \cdot \ln \frac{d_{из.}}{d_0} \text{ и } R_n = \frac{1}{p \cdot a_n \cdot d_{изол.}} \quad (4.348)$$

Задача № 29. Задача решается по формуле

$$\Delta B = \frac{Q}{Q_n^p} \left(\frac{h_c}{h_{к.м.}} - \frac{1}{h_{к.р.}} \right) \quad (4.349)$$

где ΔB - экономия условного топлива на 1МВтч (1МВтч=3,6ГДж; 1ГДж=10⁹ Дж)

Тогда отношение

$$\frac{Q}{Q_n^p} = \frac{3,6 \cdot 10^9}{29,3 \cdot 10^6} = 122,8 \text{ кг/МВтч}$$

Задача № 30. Определяем полезное тепло, полученное потребителем от «мятого» пара:

$$Q_n = D(i - c_g \cdot t_{н.г.}) h_{ит}, \text{ ГДж} \quad (4.350)$$

где $h_{ит} = 0,95$ – КПД теплообменника; $c_g = 4,19$ кДж/кг·град – теплоемкость воды; i – энтальпия насыщенного пара, определяется по таблицам насыщенного пара в зависимости от заданного давления (табл. 17, приложения). Все данные в уравнение (4.350) необходимо подставлять: D в кг, i в Дж/кг, c_g в Дж/кг·град (1ГДж = 10⁹ Дж). Для расчета экономии условного топлива необходимо воспользоваться соотношением 1ГДж = 0,0342 т условного топлива. Экономия условного топлива составит $\Delta B = 0,0342 Q_n / h_k$, т усл. топлива.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – Технические характеристики кожухотрубчатого теплообменника с неподвижными трубными решетками

Диаметр корпуса, мм	Давление р, бар	Размеры труб, мм	Поверхность теплообмена (м ²) при длине труб, мм				Число ходов
			2000	3000	4000	6000	
400	40	20x2	22	34	45	68	1
		20x2	21	31	41	62	2
		25x2	17	26	35	52	1
		25x2	15	23	31	47	2
600	16	20x2	49	73	98	147	1
		20x2	46	70	90	140	2
	25	25x2	40	61	81	122	1
	40	25x2	38	57	76	114	2
800	16	20x2	91	138	184	276	2
		20x2	88	132	177	266	4
	25	25x2	74	112	150	226	2
	40	25x2	70	106	142	212	4
1000	16	20x2	-	220	295	444	4
		20x2	-	214	286	430	2
	25	25x2	-	183	244	366	2
	40	25x2	-	175	234	353	4

Таблица 2 – Технические характеристики водоводяных секционных подогревателей

Количество и длина трубок (мм)	Поверхность теплообмена (м ²)	Наибольшие расходы воды (м ³ /ч)	
		через трубки	через корпус
37x2046	3,38	46/27	110/66
37x4086	6,84	46/27	110/66
69x2046	6,3	84/50	178/107
69x4036	12,75	84/50	178/107
109x2046	9,93	132/80	276/166
109x4086	20,13	132/80	276/166
151x2046	13,73	184/110	400/240
151x4086	27,86	184/110	400/240

Таблица 3 – Технические характеристики пароводяных подогревателей

<i>Количество трубок, шт.</i>	<i>Длина трубок, мм</i>	<i>Поверхность нагрева, м²</i>	<i>Число ходов</i>	<i>Расход воды, т/ч</i>	<i>Избыточное давление (бар)</i>	
					<i>в трубках</i>	<i>в корпусе</i>
236	3170	43	4	125	12	7
360	3170	65	2	380	14	5
488	3170	90	4	250	14	5
708	3170	130	4	380	14	5
1018	3410	200	4	550	14	13
1320	4545	350	4	700	14	13
2092	4545	550	4	1100	14	13

Таблица 4 – Технические данные калориферов КВБ, КФС

<i>Номер калори- фера</i>	<i>Поверхность нагрева, F, м²</i>	<i>Площадь живого сечения, м²</i>		<i>Масса, кг</i>
		<i>по воздуху или топочным га- зам</i>	<i>по теплоносителю</i>	
КВБ-2	9,9	0,115	0,0046	53
КВБ-3	13,2	0,154	0,0061	69
КВБ-4	16,7	0,195	0,0061	85
КВБ-5	20,9	0,244	0,0076	106
КВБ-6	25,3	0,295	0,0076	125
КВБ-7	30,4	0,354	0,0092	152
КВБ-8	35,7	0,416	0,0096	174
КВБ-9	41,6	0,486	0,01	201
КВБ-10	47,8	0,558	0,01	224
КФС-1	7,25	0,345	0,0045	37
КФС-2	9,9	0,115	0,0046	46
КФС-3	13,2	0,154	0,0061	59
КФС-4	16,7	0,195	0,0061	70
КФС-5	20	0,214	0,0076	87
КФС-6	25,3	0,295	0,0076	101
КФС-7	30,1	0,351	0,0092	123
КФС-8	35,7	0,416	0,0092	140
КФС-9	41,3	0,486	0,010	160
КФС-10	47,5	0,558	0,010	180

Таблица 5 – Теплофизические свойства некоторых строительных теплоизоляционных материалов

<i>Наименование материала</i>	<i>Плотность, ρ кг/м³</i>	<i>Коэффициент теплопроводности λ, Вт/м·град</i>
Асбест	500	0,106
Понобетон	300 - 600	0,07 - 1,1
Бетон	1600	0,84
Железобетон	2200	1,55
Кирпич красный машинной формовки	1800	0,77
Асбестовый картон	900	0,17
Шлакобетон	1500	0,7
Кирпич красный ручной формовки (сухой)	1700	0,7
Кирпич силикатный	1900	0,81
Кладка красного кирпича	1700	0,81
Кладка силикатного кирпича	1900	0,87
Пробковые плиты (сухие)	198	0,045 - 0,07
Стекло обыкновенное	2500	0,67 - 0,74
Стеклянная вата	206	0,04 - 0,049
Пенопласты	200	0,058
Пеностекло	400	0,107
Кирпич строительный	800 - 1500	0,35
Торфоплиты сухие	220	0,046
Минеральная вата	200	0,046
Земля сухая	1340 - 1900	0,4
Кирпич красный	1450	0,35
Шлак угольный	770	0,18
Шамотный кирпич	1900	0,85
Пеношамот	950	0,29 - 0,31
Асбозурит	450 - 700	0,17
Зонолит	150 - 250	0,047 - 0,058
Ньювель	200	0,087
Совелит	250	0,091
Шлаковая вата	170 - 200	0,61
Теплоизоляционные плиты		
Вермикулитовые плиты	350 - 380	0,082
Войлок строительный	300	0,05 - 0,06
Изделия «Новоизоль»	450	0,074
Камышитовые плиты	250 - 360	0,1
Плиты из минеральной ваты	300	0,06 - 0,075
Пенобетонные блоки	400 - 500	0,095 - 0,12
Плиты из пеностекла (газостекло)	300 - 400	0,124 - 0,16
Плиты «Оргизоль»	280 - 350	0,078
Пробковые плиты	400 - 450	0,07
Совелитовые плиты	400 - 450	0,079
Соломитовые маты	280 - 360	0,1
Шлаковая и минеральная набивная пробка	270 - 350	0,064 - 0,08
Шлакобетон	900	0,9 - 1,1

Таблица 6 – Теплофизические свойства дымовых газов, полученных при сжигании природного газа при атмосферном давлении

$t_{\Gamma}, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{град}$	$t_{\Gamma}, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{град}$
0	1,295	1,043	1100	0,257	1,323
100	0,95	1,068	1200	0,24	1,34
200	0,748	1,097	1300	0,23	1,36
300	0,617	1,122	1400	0,22	1,38
400	0,525	1,151	1500	0,21	1,41
500	0,457	1,185	1600	0,20	1,44
600	0,405	1,214	1700	0,195	1,46
700	0,363	1,239	1800	0,19	1,48
800	0,33	1,264	1900	0,185	1,50
900	0,301	1,29	2000	0,18	1,52
1000	0,275	1,306	2100	0,175	1,55

Таблица 7 – Теплоемкость c (кДж/кг·град) водного раствора азотистокислого аммония (NH_4NO_3)

Концентрация раствора в %	Теплоемкость сухого вещества $c_{\text{сух.}} = 1,37 \text{ кДж/кг}\cdot\text{град}$						
	Температура раствора $^\circ\text{C}$						
	20	40	60	80	100	120	150
10	3,85	3,87	3,91	3,95	3,98	4,05	4,09
20	3,56	3,6	3,64	3,68	3,73	3,8	3,86
30	3,3	3,35	3,38	3,41	3,47	3,52	3,59
40	3,05	3,1	3,14	3,17	3,21	3,27	3,34
50	2,82	2,85	2,87	2,92	2,99	3,04	3,3
60	2,6	2,62	2,64	2,66	2,69	2,72	2,76
70	2,43	2,44	2,46	2,48	2,52	2,7	2,74

Таблица 8 – Теплоемкость c (кДж/кг·град) водного раствора гидроксида натрия (NaOH)

Концентрация раствора в %	Теплоемкость сухого вещества $c_{\text{сух.}} = 3 \text{ кДж/кг}\cdot\text{град}$				
	Температура раствора				
	50 $^\circ\text{C}$	70 $^\circ\text{C}$	100 $^\circ\text{C}$	150 $^\circ\text{C}$	200 $^\circ\text{C}$
10	3,82	3,85	3,89	3,9	3,91
20	3,67	3,7	3,72	3,73	3,74
30	3,6	3,63	3,64	3,65	3,66
40	3,46	3,48	3,49	3,5	3,52
50	3,22	3,2	3,19	3,2	3,21
60	2,94	2,92	2,94	2,87	2,88

Таблица 9 – Теплоемкость c (кДж/кг·град) водного раствора гидроксида калия (KOH)

<i>Теплоемкость сухого вещества $c_{\text{сух.}} = 3 \text{ кДж/кг·град}$</i>							
Концентрация раствора в %	9,4	15	20	38	40	55	60
c кДж/кг·град	3,6	3,45	3,24	2,84	2,78	2,62	2,56

Таблица 10 – Теплоемкость c (кДж/кг·град) водного раствора азотнокислого калия (KNO_3)

Концентрация раствора в %	<i>Теплоемкость сухого вещества $c_{\text{сух.}} = 0,965 \text{ кДж/кг·град}$</i>						
	<i>Температура раствора °C</i>						
	20	40	60	80	100	120	150
10	3,85	3,87	3,92	3,97	4,01	4,15	4,2
20	3,54	3,58	3,62	3,66	3,7	3,8	3,85
30	3,22	3,25	3,3	3,35	3,4	3,52	3,65
40	2,89	3,1	3,2	3,25	3,29	3,32	3,36
50	2,57	2,62	2,68	2,72	2,82	2,9	3,1
60	2,25	2,29	2,31	2,36	2,41	2,5	2,6

Таблица 11 – Температуры кипения водных растворов и нормальная депрессия $\Delta_{\text{ат.}}$ при атмосферном давлении

<i>Гидроксид натрия (NaOH)</i>			<i>Гидроксид калия (KOH)</i>		
Концентрация раствора в %	$t_{\text{к}} \text{ °C}$	$\Delta_{\text{ат}}$	Концентрация раствора в %	$t_{\text{к}} \text{ °C}$	$\Delta_{\text{ат}}$
10	102,8	2,8	8,5	102	2
20	108,2	8,2	12	103	3
			15	104,3	4,3
30	117	17	25,6	ПО	10
40	128	28	40,2	125	25
50	142	42	48	140	40
60	159,6	59,6	55	160,5	60,5
<i>Азотистокислый аммоний (NH_4NO_3)</i>			<i>Азотнокислый калий (KNO_3)</i>		
Концентрация раствора в %	$t_{\text{к}} \text{ °C}$	$\Delta_{\text{ат}}$	Концентрация раствора в %	$t_{\text{к}} \text{ °C}$	$\Delta_{\text{ат}}$
33	104,7	4,7	10	103	3
40	106,25	6,25	20	105,5	5,5
50	109,1	9,1	30	ПО	10
60	113,2	13,2	40	120	20
70	119	19	50	130	30
80	128	28	60	143	43
90	147	47	70	160	60

Таблица 12 – Температурные депрессии $\Delta_{\text{ат}}$ водных растворов при атмосферном давлении

Растворенное вещество	Концентрация раствора, %									
	10	20	30	35	40	45	50	55	60	70
KOH	2,2	6	12,2	17	23,6	33	45	60,4	78,8	126,5
KNO ₃	0,9	2	3,2	3,8	4,5	5,2	6,1	7,2	8,5	10,6
NH ₄ NO ₃	1,1	2,5	4	5,1	6,3	7,5	9,1	11	13,2	19
NaOH	2,8	8,2	17	22	28	35	42	50,6	59,6	79,6
Ga(NO ₃)	1,1	2,5	4,3	4,3	6,7	8,3	10	13,2	17,2	31
NaNO ₃	1,2	2,6	4,5	5,6	6,8	8,4	10	12	-	-

Таблица 13 – Размеры греющих камер выпарных аппаратов с естественной циркуляцией

Высота сепаратора $H_c = 1800 \div 2000$ мм, давление вторичного пара $p_2 > 1$ бар				
Поверхность нагрева $F(\text{м}^2)$	Наружный диаметр корпуса D_k (мм)	Длина греющих трубок l (мм)	Диаметр циркуляционной трубы D_u (мм)	Объем сепаратора V_c (м ³)
27	800	3500	194	0,7
35	800	3600	273	0,9
61	1000	3500	273	1,4
95	1200	3500	351	1,4
100	1400	3500	426	2
150	1400	3500	450	2,8
240	1600	4000	450	2,8
265	1600	3600	500	3,6
350	1800	3500÷4000	550	3,6
400	1800	3600÷4000	550	4,6
630	2000	4000	550	5,7
800	2000	4000÷5000	550	9
1000	2200	5000	550	12

Таблица 14 – Энтальпия перегретого пара

$p = 14$ бар			$p = 15$ бар		$p = 16$ бар		$p = 17$ бар	
$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$
350	0,204	3149	0,19	3148	0,178	3145	0,167	3144
360	0,208	3171	0,194	3169	0,181	3167	0,17	3165
370	0,212	3193	0,197	3191	0,184	3190	0,173	3187
380	0,125	3215	0,20	3213	0,188	3211	0,176	3210
390	0,218	3236	0,204	3235	0,19	3232	0,179	3231
$p = 18$ бар			$p = 19$ бар		$p = 20$ бар		$p = 21$	
$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{КДж/кг}$
350	0,158	3142	0,149	3140	0,141	3137	0,134	3135
360	0,16	3163	0,152	3162	0,144	3159	0,137	3158
370	0,163	3186	0,155	3184	0,146	3181	0,139	3180
380	0,166	3206	0,157	3205	0,149	3204	0,142	3202
390	0,169	3230	0,16	3227	0,152	3226	0,144	3224

Таблица 15 – Основные данные о водогрейных котлах серийного производства

Тип котла	Производительность МДж/с	Поверхность нагрева, м ²	Расчетный расход воды, кг/с	Расчетная температура воды, °С	Сжигаемое топливо	КПД котла, брутто
ТВГ - 4р	5	160	15	70	газ	0,9
КВ - ГМ - 4	4,65	127	13,8	70	газ	0,905
КВ - ТС - 4	4,65	127	13,8	70	мазут, угли	0,82
КВ-ГМ-6,5	7,55	199	22,2	70	газ, мазут	0,87÷0,91
КВ - ТС - 6,5	7,55	199	22,2	70	каменные угли	0,82
ТВГ - 8м	9,65	292	29	70	газ	0,9
КВ-ГМ - 10	11,6	295	34,3	70	газ, мазут	0,89÷0,91
КВ-ГМ-20	23,3	513	68,7	70	газ, мазут	0,8÷0,9
КВ-ГМ - 30	35	720	103	70	газ	0,9
КВ-ГМ - 50	58	1468	172	110	газ, мазут	0,9÷0,93
ПТВМ- 180	210	5980	1020	110	газ	0,93
КВ-ГМ-100	116	2710	343	110	газ, мазут	0,91÷0,925

Таблица 16 – Основные данные о котлах-утилизаторах

Тип котла	Производительность, т/ч	Параметры пара		Поверхность нагрева, м ²			Дымовые газы		
		Давление пара, бар	Температура пара °С	Испарительная, м ²	Пароперегреватель, м ²	Экономайзер, м ²	Объемный расход, тыс. м ³ /ч	Температура газов на входе, °С	Температура газов на выходе, °С
1. Газотрубные унифицированные									
Г-250	3,2	14	195	250	-	-	16	600	270
Г-250П	3,1	14	240	250	5	-	16	600	250
Г-345П	7,9	14	260	345	10	-	40	600	250
Г-660Б	21,5	14	195	660	10	-	35	1200	235
Г-335БП	22	15	250	330	5,7	-	56	900	250
Г-400ПЭ	7,5	16	230	400	18	-	66,5	500	185
ВЭ-570	20	17	175÷200	570		-	25,3	400÷600	150
2. Водотрубные конвективные									
КУ-40-1	13	18	375	372	43,5	185	40	850	248
КУ-60-1	19	18÷40	340÷390	175÷192	70	247	60	850	240
КУ-80-3	25	18÷45	365÷385	220÷244	87	370	80	850	250
КУ-100-1	33	18	360	285	110	460	100	850	220
КУ-125	40	45	385	370	144	615	125	850	240
КУ-125	42	18	365	370	144	615	125	850	250
КУ-100Б	32,5÷22	18	368÷395	592	137	497	100	650÷850	230

Таблица 17 – Насыщенный водяной пар и вода (по давлениям)

p , бар	t , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	ρ'' , кг/м³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/кгград	s'' , кДж/кгград
0,010	6,92	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,975
0,025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,050	32,88	0,0010053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,075	40,32	0,0010080	19,23	0,05198	168,8	2574	2405	0,5764	8,250
0,10	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,15	54,00	0,0010140	10,02	0,09980	226,1	2599	2373	0,7550	8,007
0,20	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,25	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,30	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,40	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318	1,0261	7,670
0,60	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,80	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
1,00	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
1,1	102,3	0,00104	1,55	0,645	428,9	2679	2250	1,333	7,328
1,2	104,8	0,00105	1,429	0,699	439,4	2683	2244	1,361	7,298
1,3	107,2	0,00105	1,325	0,754	449,2	2687	2238	1,386	7,271
1,4	109,3	0,00105	1,236	0,808	458,5	2690	2232	1,41	7,246
1,5	111,38	0,0010527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226	1,4336	7,223
2,0	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
2,5	127,43	0,0010672	0,7185	1,392	535,4	2717	2182	1,6071	7,053
3,0	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
3,5	138,88	0,0010786	0,5241	1,908	584,5	2732	2148	1,728	6,941
4,0	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	6,897
4,5	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121	1,821	6,857
5,0	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
6,0	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,931	6,761
7,0	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
8,0	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
9,0	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
10,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587

Продолжение табл. 17

p , бар	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ'' , кг/м ³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/кгград	s'' , кДж/кгград
11,0	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
12,0	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
13,0	191,60	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973	2,251	6,495
14,0	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
15,0	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
16,0	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,422
17,0	204,30	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
18,0	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
19,0	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
20,0	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
22,0	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870	2,492	6,305
24,0	221,77	0,0011932	0,08324	12,01	951,8	2802	1850	2,534	6,272
26,0	226,03	0,0012012	0,07688	13,01	971,7	2803	1831	2,573	6,242
28,0	230,04	0,0012088	0,07141	14,00	990,4	2803	1813	2,611	6,213
30,0	233,83	0,0012163	0,06065	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
32,0	237,44	0,0012238	0,06246	16,01	1025,3	2803	1778	2,679	6,161
34,0	240,88	0,0012380	0,05875	17,02	1041,9	2803	1761	2,710	6,137
36,0	244,16	0,0012450	0,05543	18,04	1057,5	2802	1745	2,740	6,113
38,0	247,31	0,0012520	0,05246	19,06	1072,7	2802	1729	2,769	6,091
40	250,33	0,0012588	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
42	253,24	0,0012656	0,04732	21,13	1101,7	2800	1698	2,823	6,049
44	256,05	0,0012724	0,04508	22,18	1115,3	2798	1683	2,849	6,029
46	258,75	0,0012790	0,04305	23,23	1128,8	2797	1668	2,874	6,010
48	261,37	0,0012857	0,04118	24,29	1141,8	2796	1654	2,898	5,991
50	263,91	0,0013021	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
55	269,94	0,0013185	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6	2,976	5,930
60	275,56	0,0013347	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
65	280,83	0,0013510	0,02973	33,64	1241,3	2779	1537,5	3,076	5,851
70	285,80	0,0013673	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
75	290,50	0,0013838	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8	3,166	5,779

Окончание табл. 17

p , бар	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ'' , кг/м ³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/кгград	s'' , кДж/кгград
80	294,98	0,0014005	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
85	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8	3,248	5,711
90	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
95	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4	3,324	5,646
100	310,96	0,0014521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
110	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
120	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
130	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
140	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9	3,623	5,372
150	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
160	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
170	352,26	0,001768	0,008382	119,3	1690	2548	858,3	3,807	5,177
180	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
190	361,44	0,001921	0,00668	149,7	1776	2466	690	3,938	5,027
200	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
210	369,79	0,00221	0,00498	200,7	1888	2336	448	4,108	4,803
220	373,7	0,00273	0,00367	272,5	2016	2168	152	4,303	4,591

Таблица 18 – Перевод некоторых физических величин из одних единиц измерения в другие

1. Работа и энергия	– $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ Вт} \cdot \text{с}$; – $1 \text{ кДж} = 10^3 \text{ Дж}$; – $1 \text{ ГДж} = 10^9 \text{ Дж}$;
2. Мощность	– $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}$; $1 \text{ кВт} = 1 \text{ кДж/с}$; – $1 \text{ МВт} = 10^6 \text{ Вт} = 10^3 \text{ кВт}$; – $1 \text{ МВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \text{ ГДж}$; – $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 860 \text{ ккал}$.
3. Давление	– $1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-5} \text{ бар}$; $1 \text{ Н/м}^2 = 1 \text{ Па}$; – $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2 (\text{Па}) = 1,02 \text{ кг/см}^2 (\text{ат})$; – $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Н/м}^2 = 10 \text{ бар}$.
4. Теплота	– $1 \text{ ккал} = 4,19 \text{ кДж}$; – $860 \text{ ккал} = 3600 \text{ кДж} = 1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ – $1 \text{ Гкал/ч} = 4,19 \text{ ГДж/ч}$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Андрижиевский, А. А. Энергосбережение и энергетический менеджмент : учебное пособие / А. А. Андрижиевский, В. И. Володин. – Минск : Высшая школа, 2005. – 294 с.
2. Андреевский, А. И. Отопление : учебное пособие для вузов / А. И. Андреевский ; под ред. М. И. Курпана. – Минск : Высшая школа, 1982. – 364 с.
3. Баранников, Н. М. Расчет установок и теплообменников для утилизации вторичных энергетических ресурсов : учебное пособие / Н. М. Баранников, Е. В. Аронов. – Красноярск : Изд-во Красноярского ун-та, 1992. – 256 с.
4. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – Москва : Химия, 1973. – 752 с.
5. Лебедев, П. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий (курсовое проектирование) : учеб. пособие для энерг. ВУЗов / П. Д. Лебедев, А. А. Щукин. – Москва : Энергия, 1970. – 408 с.
6. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – Москва : Энергия, 1973. – 320 с.
7. Основы энергосбережения : цикл лекций / под ред. Н. Г. Хутской. – Минск : Техналогия, 1999. – 100 с.
8. Пospelова, Т. Г. Основы энергосбережения / Т. Г. Пospelова. – Минск : УП «Технопринт», 2000. – 353 с.
9. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / А. М. Бакластов [и др.] ; под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 552 с.
10. Сви́дерская, О. В. Основы энергосбережения : курс лекций / О. В. Сви́дерская. – Минск : Академия управления при Президенте РБ, 2003. – 292 с.
11. Сибикин, Ю. Д. Технология энергосбережения : учебник / Ю. Д. Сибикин, М. Ю. Сибикин. – Москва : Форум : Инфра-М, 2006. – 352 с.
12. Справочное пособие по технологическому оборудованию промышленных предприятий / В. Ф. Степанчук [и др.] ; под ред. В. Ф. Степанчука. – Минск : Высшая школа, 1983. – 256 с.
13. Теплотехника : учебник для ВУЗов / А. П. Баскаков [и др.] ; под ред. А. П. Баскакова. – 2-е изд., перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.
14. Теплоиспользующие установки в текстильной промышленности : учебник для вузов / Е. А. Ганин [и др.]. – Москва : Легпромбытиздат, 1989. – 392 с.
15. Теплоэнергетические установки и системы энергоснабжения в промышленности : учебное пособие для ВУЗов / Н. И. Взорov [и др.] . – Москва : Легпромбытиздат, 1991. – 510 с.
16. Теплотехника : учебник для ВТУЗов / А. М. Архаров [и др.] ; под общ. ред. В. И. Крутова. – Москва : Машиностроение, 1986. – 432 с.
17. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий : учебник для ВУЗов / Б. Н. Голубков [и др.] ; под ред. Б. Н. Голубкова. – 2-е изд. – Москва : Энергия, 1979. – 544 с.

Учебное издание

Ольшанский Анатолий Иосифович
Беляков Николай Владимирович

ОСНОВЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

СБОРНИК ЗАДАЧ

Редактор *Н.В. Путеев*
Корректор *Е.М. Богачева*
Технический редактор *А.А. Угольников*
Компьютерная верстка *Н.В. Беляков*

Подписано к печати _____. Формат 60x84 $\frac{1}{16}$ Бумага офсетная №1
Гарнитура «Таймс». Усл. печ. листов 9,13. Уч.-изд. листов 9,1.
Тираж 167 экз. Заказ № ____

Учреждение образования «Витебский государственный
технологический университет» 210035, г. Витебск, Московский пр., 72

Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Витебский государственный технологический университет»
Лицензия №02330/0494384 от 16 марта 2009г.