

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
**«Национальный исследовательский технологический университет
«МИСиС»
НОВОТРОИЦКИЙ ФИЛИАЛ**

Кафедра металлургических технологий и оборудования

Н.Г. Куницина

**РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО И
ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОБМЕННИКОВ**

Методические указания
по выполнению курсовой работы по дисциплине «Тепломассообмен»
для студентов направления подготовки
13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника,
заочной формы обучения

Новотроицк, 2020

УДК 66.045.12
ББК 35.112-51
К 91

Рецензенты:

*Главный специалист по энергоснабжению комбината
и эксплуатации энергооборудования АО «Уральская Сталь»,
Волков Ю.В.*

*Заведующий кафедрой МТиО Новотроицкого филиала
ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС»,
к.т.н. Шаповалов А.Н.*

Куницина Н.Г. Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине «Тепломассообмен». - Новотроицк: НФ НИТУ «МИСиС», 2020. 36 с.

Методические указания предназначены для закрепления знаний по основам тепломассообмена. Рассмотрены классификация теплообменных аппаратов, их краткая характеристика, требования, предъявляемые к конструированию теплообменников, а также все необходимые математические зависимости для проведения конструктивного расчета кожухотрубного и пластинчатого теплообменников.

Методические указания составлены в соответствии с требованиями образовательного стандарта высшего образования НИТУ «МИСиС» по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника.

Рекомендовано Методическим советом НФ НИТУ «МИСиС»

© Новотроицкий филиал
ФГАОУ ВО «Национальный
исследовательский технологический
университет «МИСиС», 2020.

Содержание

Введение	4
1 Классификация теплообменных аппаратов	6
2 Принципы конструирования теплообменных аппаратов	8
3 Краткая характеристика кожухотрубных теплообменников	9
4 Краткая характеристика пластинчатых теплообменников	12
5 Методика расчета кожухотрубного и пластинчатого	15
теплообменников	15
5.1 Расчет кожухотрубного теплообменника	15
5.2 Расчет пластинчатого теплообменника	20
6 Примеры расчета кожухотрубного и пластинчатого	26
теплообменников	26
6.1 Пример расчета кожухотрубного теплообменника	26
6.2 Пример расчета пластинчатого теплообменника	29
Список использованных источников	32
Приложение А. Варианты задания на выполнение курсовой работы	33
Приложение Б. Зависимость плотности воды от температуры	34
Приложение В. Свойства воды в зависимости от температуры	35

Введение

Теплообменные аппараты и установки широко используются во всех отраслях промышленности. Назначение, области применения и конструктивное оформление их весьма разнообразны. Они предназначены для увеличения экономичности энергетического оборудования, повышения его надёжности, обеспечения технологических процессов.

Первую группу составляют элементы паровых котлов, тепловых двигателей, компрессорных машин, тепловых электростанций, установки по использованию вторичных энергоресурсов.

Вторая группа включает в себя различного рода деаэраторы, испарители, подогреватели жидкого топлива, маслоохладители, водонагреватели, воздухоохладители.

К третьей группе относят выпарные, вентиляционные и сушильные установки, скрубберы, аппараты криогенной техники и химических производств.

Учитывая широкий диапазон применения и важность выполняемых функций, теплообменные аппараты должны соответствовать следующим основным требованиям:

- обеспечивать передачу требуемого количества теплоты с получением необходимых конечных температур теплоносителей;
- обладать определённой пропускной способностью для каждой из рабочих сред при заданном уровне гидравлических сопротивлений;
- быть надёжными в эксплуатации при заданных параметрах рабочих сред;
- поверхность теплообмена и элементы конструкции должны обладать достаточной химической стойкостью к воздействию агрессивных сред;
- конструкция должна предусматривать возможность осмотра поверхности теплообмена и доступность для её периодической очистки и ремонта;
- обладать достаточным запасом прочности от напряжений, возникающих в результате воздействия давления рабочих сред и температурных деформаций;
- иметь возможно меньшие габариты и металлоёмкость.

Создание современных конструкций теплообменных аппаратов должно соответствовать требованиям эргономики и технической эстетики, позволяющим наиболее полно удовлетворять запросы обслуживающего персонала, максимально обеспечивать благоприятные условия эксплуатации

Тепловой расчет теплообменных аппаратов является основным необходимым элементом при проектировании теплообменных установок. От того, насколько корректно будет произведен этот расчет, будет зависеть эффективность его работы.

Курсовая работа по дисциплине «Тепломассообмен» включает в себя тепловой и гидравлический расчёты двух наиболее распространенных теплообменных аппаратов – кожухотрубного и пластинчатого. Данные методические указания должны помочь студентам приобрести навыки в расчете указанных типов теплообменников.

1 Классификация теплообменных аппаратов

Теплообменный аппарат – устройство, в котором осуществляется процесс передачи теплоты от одного теплоносителя к другому для осуществления различных тепловых процессов, например нагревания, охлаждения, кипения, конденсации или более сложных физико-химических процессов, таких как сушка, увлажнение, ректификация, абсорбция и т.д.

По принципу действия теплообменные аппараты разделяют на две большие группы:

1. поверхностные;
2. смесительные аппараты.

К первой группе в свою очередь относятся рекуперативные и регенеративные аппараты.

В рекуперативных аппаратах теплопередача между греющей и нагреваемой средами осуществляется через разделяющую стенку. Направление теплового потока в рекуператорах, как правило, не меняется во времени, а процесс теплообмена может протекать как без изменения агрегатного состояния потоков, так и с изменением обеих или одной из рабочих сред.

Рекуперативные аппараты классифицируют по следующим признакам:

1) по роду теплоносителей в зависимости от их агрегатного состояния: парожидкостные; жидкостно-жидкостные; газо-жидкостные; парогазовые.

2) по конфигурации поверхности теплообмена: трубчатые аппараты с прямыми трубками; спиральные; пластинчатые; змеевиковые; ребристые.

3) по компоновке поверхностей теплообмена: типа «труба в трубе»; кожухотрубные аппараты.

Рекуперативные аппараты могут быть классифицированы:

- по назначению (подогреватели, холодильники и т.д.);
- по взаимному направлению потоков рабочих сред (прямоток, противоток, смешанный ток и т.д.);
- по материалу поверхности теплообмена;
- по числу ходов теплоносителей и т.д.

Рекуперативные аппараты большей частью работают в стационарных условиях.

Конструкции рекуперативных теплообменных аппаратов, применяемые в системах теплогасоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, разнообразны. К ним относят: водоводяные и пароводяные подогреватели, парогенераторы, деарационные установки, экономайзеры, воздухоподогреватели, конденсаторы, холодильники, испарители, калориферы.

В регенераторах одна и та же поверхность теплообмена через определенные промежутки времени омывается то горячим, то холодным теплоносителем.

В этих аппаратах теплота, переданная от одного из теплоносителей твердому заполнителю канала, аккумулируется им, а затем отдается второму теплоносителю, когда наступает его очередь движения через аппарат. Главным элементом регенераторов, определяющим в основном эффективность их работы,

является насадка. Насадки конструируют таким образом, чтобы образовать большое число извилистых каналов, что позволяет интенсифицировать процесс теплообмена и сделать аппарат компактным. Известны два основных типа регенераторов. В одном из них твёрдый материал насадки остается неподвижным; в другом твердая насадка постоянно вращается и поочередно проходит отсеки, через которые пропускается греющий и обогреваемый теплоносители. Они выполняются с противоточным однонаправленным и перекрестным течением теплоносителей.

Регенеративные аппараты нашли широкое применение в энергосберегающих системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

В смесительных аппаратах теплопередача осуществляется при непосредственном контакте и смешении горячего и холодного теплоносителей. Типичным примером таких теплообменников являются градирни тепловых электрических станций, кондиционеры.

В теплообменных аппаратах с внутренними источниками энергии применяются не два, как обычно, а один теплоноситель, который отводит теплоту, выделенную в самом аппарате. Примером таких аппаратов служат ядерные реакторы, электронагреватели и другие устройства.

Поскольку с теплотехнической точки зрения все аппараты имеют одно назначение – передачу теплоты от одного теплоносителя к другому, это и определяет те общие положения, которые лежат в основе теплового расчета любого теплообменного аппарата.

2 Принципы конструирования теплообменных аппаратов

Первым критерием надежной работы теплообменного аппарата является обеспечение надежной работы от одного профилактического ремонта до другого при заданных ограничениях по перепаду давлений и независимо от увеличения отложений на поверхности теплообмена.

Второй критерий заключается в том, что теплообменник должен удовлетворять условиям, общим для всего оборудования. Сюда входят механические напряжения, погрузка, сборка, запуск, остановка и другие операции, связанные с возможными аварийными ситуациями. Не допускать возникновения коррозии от воздействия теплоносителей и окружающей среды выбором материала и конструкции аппарата.

Третий критерий представляет собой требование возможности периодического ремонта теплообменника, включающий в себя очистку поверхностей теплообмена, замену трубок, уплотнений и других элементов конструкции, подверженных коррозии, эрозии, вибрации или старению.

Четвертый принцип заключается в том, что следует учитывать преимущества многосекционной компоновки с отсеченными клапанами. Это позволит ремонтировать поочередно каждую секцию без особого ущерба для работы всего аппарата.

Пятый критерий сводится к тому, что аппарат должен иметь минимально возможную стоимость при соответствии выше перечисленным критериям.

При конструировании могут иметь место ограничения на диаметр аппарата, длину, массу или сортамент труб при перевозке, возможности обслуживания, хранения запасных труб и уплотнений.

В инженерной практике используют два типа тепловых расчета теплообменных аппаратов – конструктивный и поверочный.

Конструктивный тепловой расчет связан с проектированием новых аппаратов и имеет конечной целью определение поверхности теплообмена, обеспечивающей необходимую теплопроизводительность при заданных температурах и расходах рабочих сред. Для выполнения конструктивного расчета исходят из опыта эксплуатации существующих теплообменных установок или на основании результатов опытно-конструкторских разработок и проведенных испытаний выбирают тип аппарата, его конструктивную схему, схему относительного движения потоков, материалы для изготовления конструктивных элементов.

Кроме того, задаются некоторыми величинами. К ним относят характерные размеры теплообменной поверхности (диаметр труб, геометрия размеров), скорости движения рабочих сред, участвующих в теплообмене, значения гидравлических сопротивлений и т. д.

3 Краткая характеристика кожухотрубных теплообменников

Кожухотрубные теплообменники (рисунок 1) представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, собранных при помощи трубных решеток, и ограниченные кожухами и крышками со штуцерами. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из этих пространств может быть разделено при помощи перегородок на несколько ходов. Перегородки устанавливаются с целью увеличения скорости, следовательно, и интенсивности теплообмена теплоносителей.

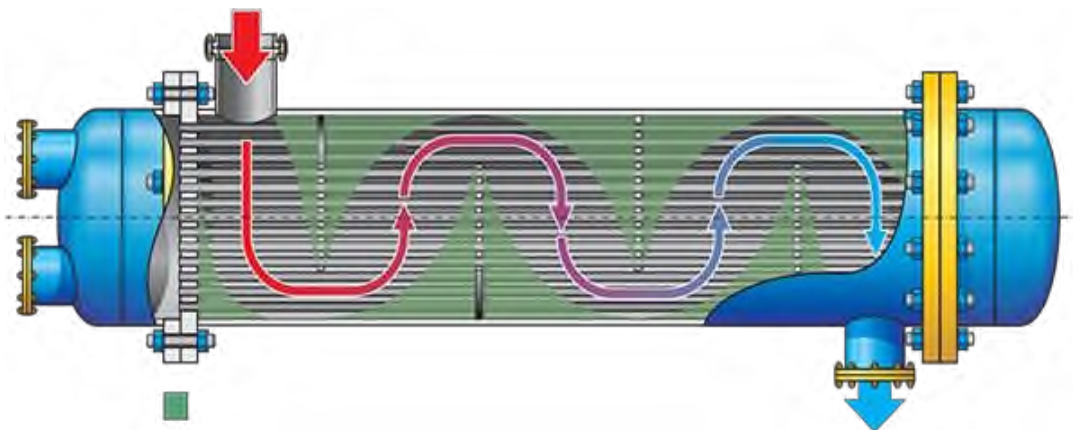


Рисунок 1 – Общий вид кожухотрубного теплообменника

Работа устройства состоит в том, что холодная и горячая рабочие среды двигаются по разным кожухам, теплообмен происходит в пространстве между ними.

Составные части кожухотрубных теплообменников: пучки труб, укрепленные в трубных решетках, крышки, кожухи, патрубки, камеры и опоры. Трубное и межтрубное пространства в них чаще всего разделены перегородками.

Кожух теплообменника - это труба, сваренная из стальных листов. Различие кожухов состоит главным образом в способе соединения корпуса с трубной решеткой и с крышками. Толщину стенки кожуха выбирают в зависимости от рабочего давления среды и его диаметра, но в основном принимают не менее 4 мм. К кромкам кожуха посредством фланцев приваривают крышки или днища. Снаружи к кожуху крепятся опоры аппарата.

Пучок труб закрепляется в трубных решетках различными методами: с помощью разбортовки, развальцовки, запайки, заварки или сальниковыми креплениями. Трубные решетки привариваются к кожуху, либо зажимаются болтами между фланцами крышки и кожуха, или же соединяются болтами лишь с фланцем. В качестве материала для решетки используется обычно листовая сталь, толщина которой должна быть не меньше 20 мм.

В кожухотрубных теплообменниках сечение межтрубного пространства обычно в 2-3 раза больше, чем соответствующее сечение труб. Поэтому на общий коэффициент теплопередачи влияет не столько разность температур теплоносителей или их фазовое состояние, напротив, он лимитируется поверхностью межтрубного пространства и остается невысоким. С целью его повышения в межтрубном пространстве делают перегородки, что несколько увеличивает скорость теплоносителя и тем самым повышает эффективность теплообмена. Перегородки, установленные в межтрубном пространстве, увеличивая скорость теплоносителя, повышают коэффициент теплоотдачи.

Сегодня кожухотрубные теплообменники пользуются спросом у потребителей и не теряют своих позиций на рынке. Это обусловлено немалым количеством достоинств, которыми обладают эти устройства:

- высокая стойкость к гидроударам. Это помогает им легко переносить перепады давления и выдерживать серьезные нагрузки;

- не нуждаются в чистой среде. Это значит, что они могут работать с некачественной жидкостью, не прошедшей предварительной очистки, в отличие от множества других видов теплообменников, которые способны работать исключительно в не загрязненных средах;

- высокая эффективность;

- износостойкость;

- долговечность. При должном уходе кожухотрубные агрегаты будут работать на протяжении многих лет;

- безопасность использования;

- ремонтпригодность;

- работа в агрессивной среде.

Учитывая вышеизложенные преимущества, можно утверждать об их надежности, высокой эффективности и долговечности.

Несмотря на большое количество отмеченных преимуществ кожухотрубных теплообменников, данные устройства имеют и ряд недостатков:

- габаритность и значительный вес: для их размещения необходимо помещение значительных размеров, что не всегда является возможным;

- высокая металлоемкость: это является основной причиной их высокой цены.

Кожухотрубные теплообменники классифицируются в зависимости от того, в каком направлении движется теплоноситель. Выделяют следующие виды по этому критерию:

- прямоточный;

- противоточный;

- перекресточный.

Количество трубок, находящихся в чердце кожуха, напрямую влияет на то, с какой скоростью будет двигаться вещество, а скорость оказывает непосредственное влияние на коэффициент теплопередачи.

Учитывая данные характеристики, кожухотрубные теплообменники бывают следующих типов:

- с температурным кожуховым компенсатором;
- с неподвижными трубками;
- с плавающей головкой;
- с U-образными трубками.

Модель с U-образными трубками состоит из одной трубной решетки, в которую и вварены данные элементы. Это позволяет округленной части трубки беспрепятственно опираться на поворотные щитки в корпусе, при этом они имеют возможность линейно расширяться, что позволяет их использовать в больших диапазонах температур. Для чистки U-трубок требуется вынимать всю секцию с ними и использовать специальные химические средства.

Теплообменные кожухотрубные аппараты применяются с целью нагрева, испарения или охлаждения всевозможных жидкостей. На сегодняшний день сфера использования этого оборудования представлена следующими отраслями:

- нефтеперерабатывающая;
- нефтегазовая;
- нефтехимическая и химическая;
- газоперерабатывающая;
- металлургическая;
- сельскохозяйственный комплекс.

Правильно подобранные кожухотрубные представляют собой залог качественной и долговременной работы. Если кожухотрубный теплообменник не подходит для конкретных задач (к примеру, температура труб и кожуха отличается более чем на пятьсот градусов), то осуществляется деформация, результаты которой довольно плачевны: ухудшается функционирование теплоносителей, теплообменный аппарат полностью ломается, а плотность труб и трубных решеток нарушается.

Долгое время кожухотрубные теплообменники считались самыми компактными среди существующих. Однако появились пластинчатые теплообменники, которые в три раза компактнее кожухотрубных. К тому же, особенности конструкции подобного теплообменника приводят к возникновению температурных напряжений из-за различия температур между трубами и кожухом. Поэтому при выборе подобного агрегата очень важно сделать его грамотный расчет.

4 Краткая характеристика пластинчатых теплообменников

Пластинчатый теплообменник – устройство (рисунок 2), в котором основную функцию теплопередачи между теплоносителями выполняет пакет пластин. Среда не смешиваются между собой благодаря чередованию пластин с плотными резиновыми прокладками, которые образуют два контура движения.

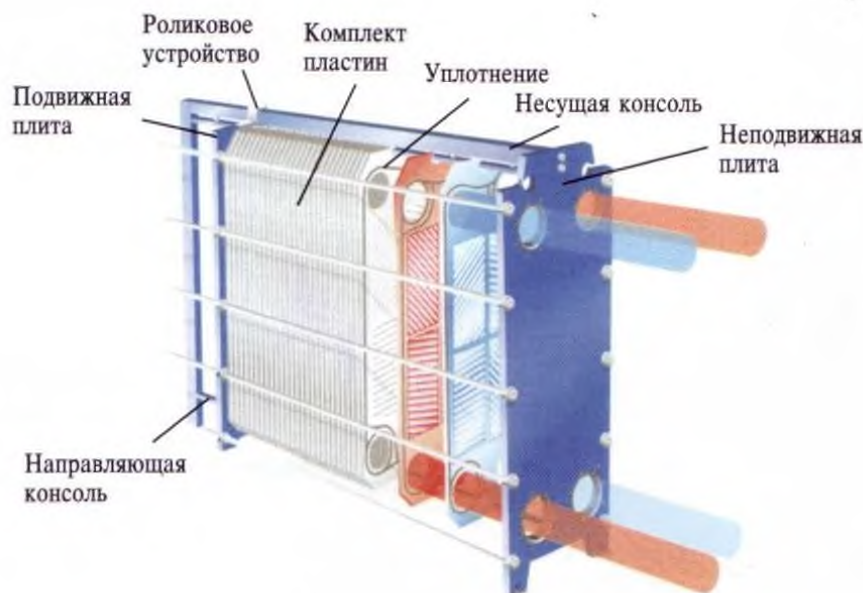


Рисунок 2 – Общий вид пластинчатого теплообменника

Пластинчатый теплообменник представляет собой конструкцию, которая состоит из нескольких элементов:

- несколько пластин;
- крепежи для стягивания двух плит, которые в итоге образуют раму;
- подвижная и неподвижная плита;
- направляющие верхние и нижние. Они имеют вид прута с сечением в виде круга.

Размер и вес теплообменника зависит от количества пластин. Рама может быть разного размера в зависимости от мощности оборудования. Производительность увеличивается за счет количества пластин в пластинчатом теплообменнике.

В каждой модели оборудования есть определенный показатель, который определяет количество встраиваемых пластин. Для обеспечения герметизации протоков, по которым будет протекать теплоноситель, в пластины устраивают резиновые прокладки. Чтобы обеспечить плотность при соприкосновении двух прокладок, которые расположены на соседних пластинах, стягивают пластины подвижной плиты к неподвижной.

Крепежи и рама выполняют функцию создания корпуса и практически не несут никаких нагрузок. Все нагрузки воспринимают на себя пластины и прокладки.

В зависимости от назначения теплообменника, прокладки и пластины выполняют из разных материалов.

Разделяют несколько видов пластинчатых теплообменников:

- сварные или паяные. В теплообменниках такого типа нет резиновых прокладок, а пластины жестко соединяются между собой и помещаются в цельный корпус;

- разборные. Такая модель позволяет быстро ремонтировать и обслуживать теплообменник.

К преимуществам пластинчатых теплообменников можно отнести несколько факторов:

- компактность и высокая эффективность. При относительно небольших размерах, суммарная площадь поверхности всех пластин может достигать нескольких квадратных километров. 99,0-99,8% от общей площади — теплопередающая поверхность;

- низкие потери давления. Конструкция пластинчатого теплообменника позволяет плавно менять общую ширину канала. Снижение максимальной величины допустимых гидравлических потерь достигается за счет увеличения количества каналов. Уменьшение гидравлического сопротивления снижает расход электроэнергии на насосах;

- экономичность, низкие трудозатраты и короткие сроки ремонта. Стоимость монтажа часто не превышает 2-4 % от стоимости оборудования. Разбор и промывку пластинчатого теплообменника можно провести за несколько часов. При небольших загрязнениях можно использовать безразборную промывку. Срок службы уплотнений ПТО, при правильной эксплуатации, достигает десяти лет, пластин — 15-20 лет. Стоимость замены всех уплотнений не превышает 15-20% от стоимости аппарата, при этом не обязательно менять сразу весь пакет;

- низкая загрязняемость. В теплообменных пластинах используются профили каналов, позволяющие добиться высокой турбулентности потока и как следствие - самоочищаемости. Это позволяет увеличить интервалы между сервисным обслуживанием;

- гибкость. Конструкция пластинчатых теплообменников позволяет менять поверхность теплообмена для увеличения мощности. При росте потребностей, можно добавлять пластины без замены всего аппарата;

- устойчивость к вибрациям. Пластинчатые теплообменники высокоустойчивы к наведенной двухплоскостной вибрации, вызывающей повреждения трубчатого теплообменного аппарата.

Тем не менее, пластинчатым теплообменникам присущи и недостатки:

- требовательность к качеству теплоносителя. Если использовать некачественный теплоноситель, то устройство в скором времени загрязнится;
- высокое гидравлическое сопротивление;
- дорогие запасные части.

5 Методика расчета кожухотрубного и пластинчатого теплообменников

Расчитать теплообменник – значит определить необходимую поверхность теплообменника и подобрать теплообменник по ГОСТу.

В курсовой работе обучающимся предлагается провести тепловой и гидравлический расчет кожухотрубного и пластинчатого водо-водяных подогревателей.

Методика расчета водоподогревателей горячего водоснабжения представлена ниже.

5.1 Расчет кожухотрубного теплообменника

Для проведения теплового расчета кожухотрубного теплообменника необходимы следующие показатели:

- максимальный расход греющего теплоносителя;
- физические характеристики теплоносителя: вязкость, плотность, теплопроводность, конечная температура, теплоемкость воды при средней температуре.

Основные этапы расчета.

1. Рассчитывается максимальный расход греющего теплоносителя, проходящего по межтрубному пространству теплообменника, из уравнения

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot \eta = G_2 \cdot c_2 \cdot (t''_2 - t'_2), \quad (1)$$

где Q – количество передаваемой теплоты, кВт;

c_1, c_2 – теплоемкость греющего и нагреваемого теплоносителей, кДж/(кг·°С);

G_1, G_2 – соответственно расходы греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с;

t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 - начальные и конечные температуры греющего и нагреваемого теплоносителей соответственно, °С;

η – коэффициент, учитывающий тепловые потери из-за несовершенства теплоизоляции.

Откуда

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot \eta \cdot (t'_1 - t''_1)}; \quad (2)$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot \eta \cdot (t_2'' - t_2')} \quad (3)$$

2. Для выбора необходимого типоразмера теплообменника предварительно задается оптимальная скорость нагреваемого теплоносителя в трубках, и определяется необходимое сечение трубок

$$f_{\text{тр}}^{\text{усл}} = \frac{G_2}{2 \cdot \omega_{\text{мп}} \cdot \rho_2} \quad (4)$$

где $f_{\text{тр}}^{\text{усл}}$ - сечение трубок в теплообменнике, м²;

$\omega_{\text{мп}}$ - скорость движения нагреваемого теплоносителя, м/с;

ρ_2 - плотность нагреваемого теплоносителя, кг/м³.

3. В соответствии с полученной величиной сечения трубок выбирается необходимый типоразмер теплообменника по таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики теплообменников по ГОСТ 27590

Наружный диаметр корпуса секции D_n , м	Число трубок в секции n , шт,	Площадь сечений межтрубного пространства $f_{\text{мтр}}$, м ²	Площадь сечения трубок $f_{\text{тр}}$, м ²	Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{\text{экв}}$, м	Поверхность нагрева одной секции $f_{\text{сек}}$, м ² , при длине, м		Тепловая производительность $Q_{\text{сек}}^{SP}$, кВт, секции длиной, м				Масса, кг					
							Система из труб				секции длиной, м		калача, исполнение		перехода	
							гладких		профилированных							
							2	4	2	4	2	4	2	4	1	3
57	4	0,00116	0,00062	0,0129	0,37	0,75	8	18	10	23	23,5	37,0	8,6	7,9	5,5	3,8
76	7	0,00233	0,00108	0,0164	0,65	1,32	12	25	15	35	32,5	52,4	10,9	10,4	6,8	4,7
89	10	0,00327	0,00154	0,0172	0,93	1,88	18	40	20	50	40,0	64,2	13,2	12,0	8,2	5,4
114	19	0,005	0,00293	0,0155	1,79	3,58	40	85	50	110	58,0	97,1	17,7	17,2	10,5	7,3
168	37	0,0122	0,00570	0,019	3,49	6,98	70	145	90	195	113,0	193,8	32,8	32,8	17,4	13,4
219	61	0,02139	0,00939	0,0224	5,75	11,51	114	235	150	315	173,0	301,3	54,3	52,7	26,0	19,3
273	109	0,03077	0,01679	0,0191	10,28	20,56	235	475	315	635	262,0	461,7	81,4	90,4	35,0	26,6
325	151	0,04464	0,02325	0,0208	14,24	28,49	300	630	400	840	338,0	594,4	97,3	113,0	43,0	34,5

Примечания:
1 Наружный диаметр трубок 16 мм, внутренний - 14 мм.
2 Тепловая производительность определена при скорости воды внутри трубок 1 м/с, равенстве расходов теплообмениваемых сред и температурном напоре 10 °С (температурный перепад по греющей воде 70 - 15 °С, нагреваемой - 5 - 60 °С).
3 Гидравлическое сопротивление в трубках не более 0,004 МПа для гладкой трубки и 0,008 МПа - для профилированной при длине секции 2 м и соответственно не более 0,006 МПа и 0,014 МПа при длине секции 4 м; в межтрубном пространстве гидравлическое сопротивление равно 0,007 МПа при длине секции 2 м и 0,009 МПа при длине секции 4 м.
4 Масса определена при рабочем давлении 1 МПа.
5 Тепловая производительность дана для сравнения с подогревателями других типоразмеров или типов.

4. Для выбранного типоразмера определяются фактические скорости теплоносителей в трубках и межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{мп}} = \frac{G_2}{2 \cdot f_{\text{мп}} \cdot \rho_2} \quad (5)$$

$$\omega_{\text{ммп}} = \frac{G_1}{2 \cdot f_{\text{ммп}} \cdot \rho_1} \quad (6)$$

где ω_{mp} , ω_{mmp} - фактические скорости движения теплоносителей в трубках и межтрубном пространстве соответственно, м/с;

f_{mp} , f_{mmp} - площади сечения трубок и межтрубного пространства выбранного по СП 41-101-95 теплообменника, м²;

ρ_1 - плотность греющего теплоносителя, кг/м³.

5. Рассчитывается коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубки

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot [1210 + 18 \cdot t_{1cp} - 0,038 \cdot t_{1cp}^2] \cdot \frac{\omega_{mmp}^{0,8}}{d_{экв}^{0,2}}, \quad (7)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубки, Вт/(м²·°С);

$d_{экв}$ - эквивалентный диаметр межтрубного пространства для выбранного теплообменника, м;

t_{1cp} - средняя температура греющего теплоносителя, °С.

6. Определяется коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемому теплоносителю

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot [1210 + 18 \cdot t_{2cp} - 0,038 \cdot t_{2cp}^2] \cdot \frac{\omega_{mp}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}, \quad (8)$$

где α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м²·°С);

$d_{вн}$ - внутренний диаметр трубки для выбранного теплообменника, м;

t_{2cp} - средняя температура нагреваемого теплоносителя, °С.

7. Определяется коэффициент теплопередачи теплообменника

$$k = \frac{\psi \cdot \beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (9)$$

где k - коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м²·°С);

ψ - коэффициент эффективности теплообмена (для гладкотрубных водоподогревателей с опорами в виде полок $y = 0,95$, для гладкотрубных с блоком опорных перегородок $y = 1,2$, для профилированных и с блоком опорных перегородок $y = 1,65$);

β - коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности труб в зависимости от химических свойств воды (принимается $\beta = 0,8 - 0,95$);

δ_{cm} - толщина стенки трубки, м;

λ_{cm} - коэффициент теплопроводности материала стенки трубки, Вт/(м⁰С).

8. При заданной величине расчетной производительности теплообменника находится необходимая поверхность нагрева

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \quad (10)$$

где F – поверхность нагрева теплообменника, м²;

Δt - среднелогарифмической температурный напор, определяемый из выражения

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (11)$$

9. Для выбранного типа теплообменника определяется число секций в одном потоке

$$N = \frac{F}{2 \cdot f_{сек}}. \quad (12)$$

где N – число секций теплообменника, шт.;

$f_{сек}$ – поверхность нагрева одной одной секции для выбранного теплообменника, м².

Если величина N , полученная по формуле, имеет дробную часть, составляющую более 0,2, число секций следует округлять в большую сторону.

10. Рассчитываются потери давления в теплообменнике при принятой длине секции:

- для нагреваемого теплоносителя, проходящего в гладких трубках:
- при длине секции 2 м

$$\Delta P_2 = 5 \cdot \varphi \cdot \left(\frac{G_2}{f_{mp} \cdot p_1} \right)^2 \cdot N, \quad (13)$$

где ΔP_2 - потери давления нагреваемого теплоносителя, кПа;

φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование (принимается по опытным данным, при их отсутствии - следует принимать $\varphi = 2-3$);

- при длине секции 4 м

$$\Delta P_2 = 7 \cdot \varphi \cdot \left(\frac{G_2}{f_{mp} \cdot p_1} \right)^2 \cdot N; \quad (14)$$

- для греющего теплоносителя, проходящего в межтрубном пространстве,

$$\Delta P_1 = B \cdot \omega_{mp}^2 \cdot N. \quad (15)$$

где ΔP_1 - потери давления греющего теплоносителя, кПа;

B – коэффициент, определяемый из таблицы 2.

Таблица 2 – Критерии выбора коэффициента

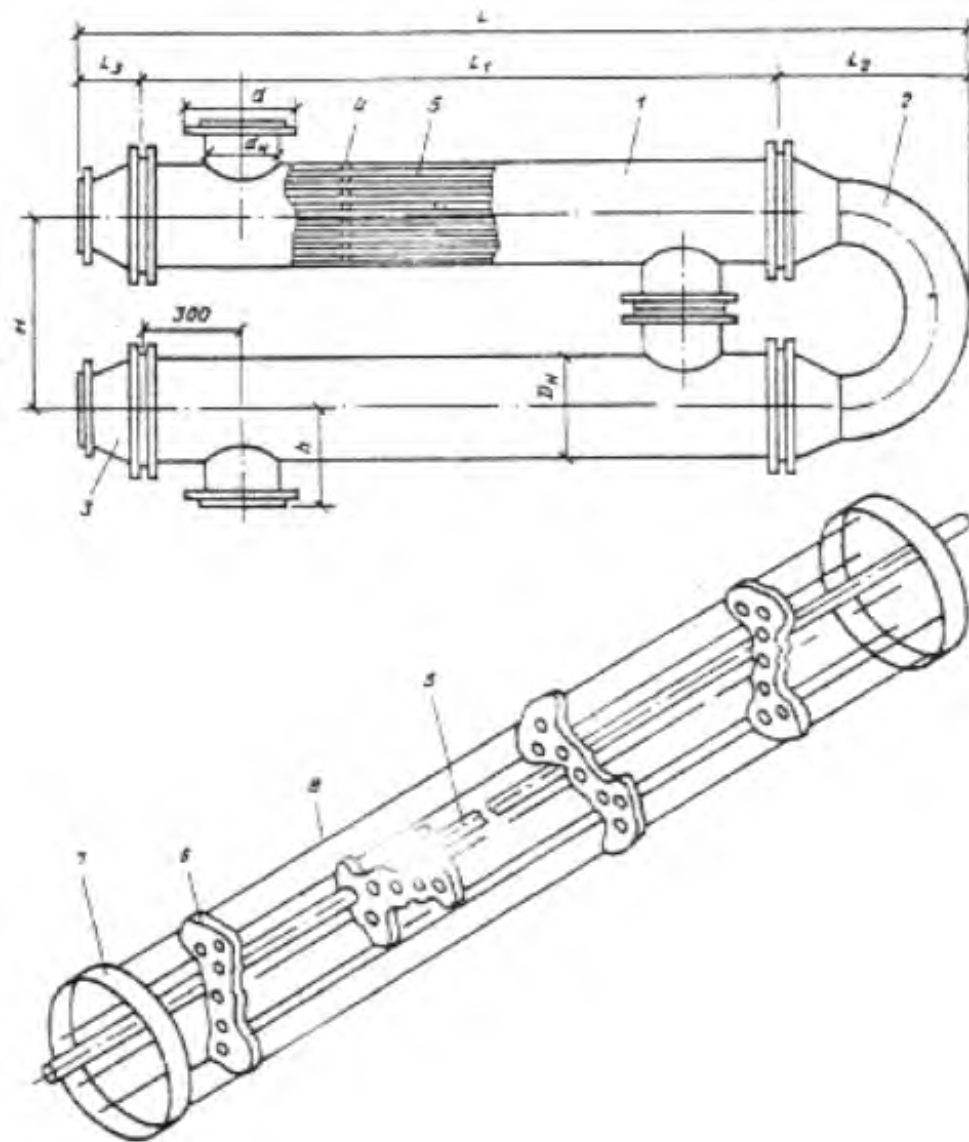
Наружный диаметр корпуса секции D_H , мм	Значение коэффициента B	
	при длине секции, м	
	2	4
57	25	30
76	25	30
89	25	30
114	18	25
168	11	25
219	11	24
273	11	20
325	11	20

Все конструктивные размеры полученного теплообменного аппарата занести в таблицу.

Основные конструктивные размеры, которые должны быть занесены в таблицу, представлены в таблице 3 и на рисунке 3.

Таблица 3 - Номинальные габариты и присоединительные размеры, мм

Наружный диаметр корпуса секции D_H , мм	D	D_1	D_2	d	d_H	H	h	L	L_1	L_2	L_3
57	160	45	145	145	45	200	100	2225; 4225	2000; 4000	133	70
76	180	57	160	160	57	200	100	2265; 4265		143	80
89	195	76	180	180	76	240	120	2320; 4320		170	85
114	215	89	195	195	89	300	150	2350; 4350		210	90
168	280	114	215	245	133	400	200	2490; 4490		310	140
219	325	168	280	280	168	500	250	2610; 4610		415	150
273	390	219	335	335	219	600	300	2800; 4800		512	190
325	440	219	335	390	273	600	300	2800; 4800		600	190



1 - секция; 2 - калач; 3 - переход; 4 - блок опорных перегородок; 5 - трубки;
 6 - перегородка опорная; 7 - кольцо; 8 – пруток
 Рисунок 3 – Конструктивные размеры теплообменника

5.2 Расчет пластинчатого теплообменника

Методика расчета пластинчатых теплообменников основана на использовании в них всего располагаемого напора теплоносителей с целью получения максимальной скорости каждого теплоносителя и соответственно максимального значения коэффициента теплопередачи или при неизвестных располагаемых напорах по оптимальной скорости нагреваемого теплоносителя, как и при подборе кожухотрубных теплообменников.

Основные этапы расчета.

1. Определяется соотношение числа ходов для греющего и нагреваемого теплоносителей

$$\frac{x_1}{x_2} = \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{гр}}{\Delta P_{нагр}}\right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{ср2}}{1000 - t_{ср1}}, \quad (16)$$

где x_1, x_2 – соответственно число ходов для греющего и нагреваемого теплоносителей;

$\Delta P_{гр}$ - потери давления греющего теплоносителя, кПа;

$\Delta P_{нагр}$ - потери давления нагреваемого теплоносителя, кПа.

При соотношении ходов менее 2 используют симметричную компоновку теплообменника (рисунок 4).

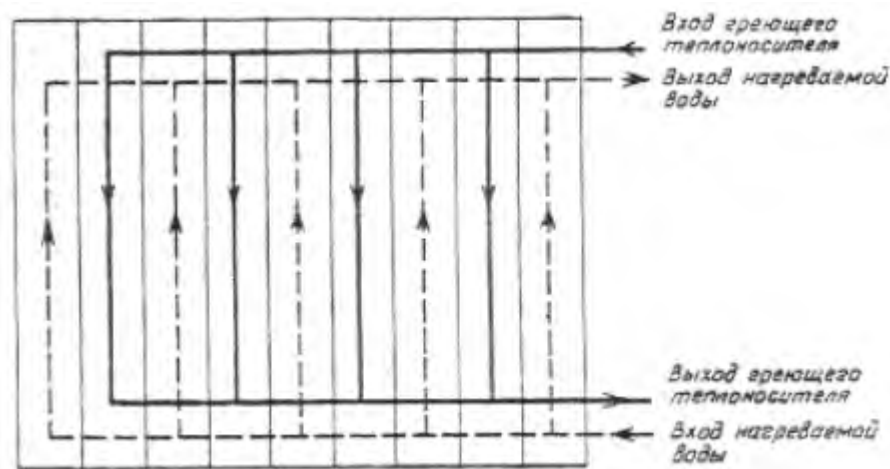


Рисунок 4 - Симметричная компоновка пластинчатого теплообменника

Если соотношение ходов получается > 2 , то для повышения скорости воды целесообразна несимметричная компоновка (рисунок 5), т.е. число ходов теплообменивающихся сред будет неодинаковым. При несимметричной компоновке получается смешанное движение потоков: в части каналов - противоток, в части - прямоток, что снижает температурный напор установки по сравнению с противоточным характером движения теплообменивающихся сред, который имеет место при симметричной компоновке, и в определенной степени уменьшает выгоду от повышения скорости воды при несимметричной компоновке. Поэтому для исключения смешанного тока теплоносителей более эффективно установку собирать из двух или нескольких отдельных теплообменников с симметричной компоновкой, включенных последовательно по теплоносителю, у которого получается большее число ходов, и параллельно - по другому теплоносителю. При этом обвязка соединительными трубопроводами должна обеспечить противоток в каждом теплообменнике.

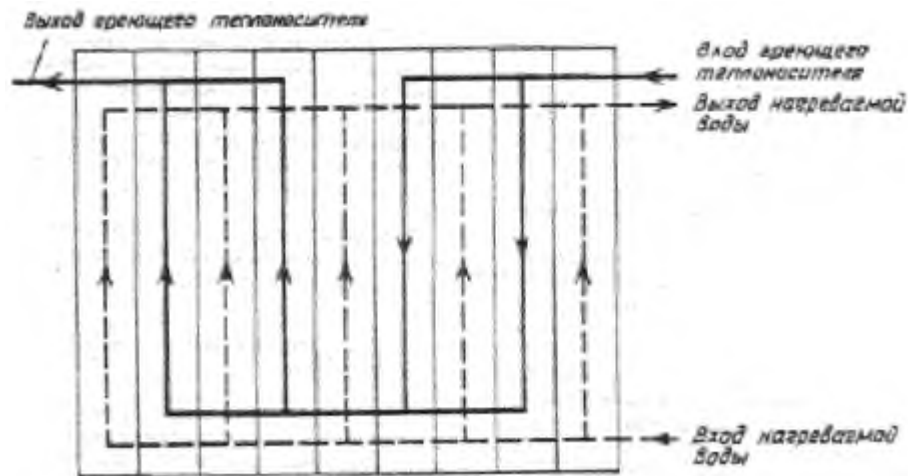


Рисунок 5 - Несимметричная компоновка пластинчатого теплообменника

2. Принимается оптимальная скорость теплоносителя в каналах, исходя из потерь давления в установке по нагреваемому теплоносителю.

3. По оптимальной скорости находится требуемое количество каналов по нагреваемому теплоносителю

$$m_{\text{нагр}} = \frac{G_1}{\omega_{\text{опт}} \cdot f_k \cdot p_1}, \quad (17)$$

где $m_{\text{нагр}}$ – количество каналов, шт.;

f_k - живое сечение одного межпластинчатого канала, м^2 ;

$\omega_{\text{опт}}$ - оптимальная скорость теплоносителя в каналах, м/с .

4. Для симметричной компоновки теплообменника $m_{\text{гр}} = m_{\text{нагр}}$. Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды

$$f_{\text{гр}} = f_{\text{нагр}} = m_{\text{нагр}} \cdot f_k, \quad (18)$$

где $f_{\text{гр}}$, $f_{\text{нагр}}$ - поверхности нагрева, м^2 .

5. Определяются фактические скорости греющего и нагреваемого теплоносителей

$$\omega_{\text{гр}} = \frac{G_1}{f_{\text{гр}} \cdot p_1}; \quad (19)$$

$$\omega_{\text{нагр}} = \frac{G_2}{f_{\text{нагр}} \cdot p_2}, \quad (20)$$

где $\omega_{\text{гр}}$, $\omega_{\text{нагр}}$ - фактические скорости движения греющего и нагреваемого теплоносителей соответственно, м/с ;

6. В случае если соотношение ходов оказалось более 2, теплообменник собирается из двух отдельных теплообменников и более, и в формулах (19) или (20) расход того теплоносителя, у которого получилось меньше ходов, уменьшается соответственно в 2 раза и более.

7. Рассчитывается коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке пластины

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot A \cdot [23000 + 283 \cdot t_{1cp} - 0,63 \cdot t_{1cp}^2] \cdot \omega_{гр}^{0,73}, \quad (21)$$

где A - коэффициент, зависящий от типа пластин, выбирается из таблицы 4.

Таблица 4 - Техническая характеристика пластин

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	05Пр
Габариты (длина × ширина × толщина), мм	1370×300×1	1375×600×1	1380×650×1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,01	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65(80)	200	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера ξ	1,5	1,5	1,5
Коэффициенты:			
А	0,368	0,492	0,492
Б	4,5	3,0	3,0

8. Определяется коэффициент теплоотдачи от стенки пластины к нагреваемому теплоносителю

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot A \cdot [23000 + 283 \cdot t_{2cp} - 0,63 \cdot t_{2cp}^2] \cdot \omega_{нагр}^{0,73}. \quad (22)$$

9. Определяется коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (23)$$

где β - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным 0,7-0,85.

10. При заданной величине производительности и по полученным значениям коэффициента теплопередачи и температурному напору определяется необходимая поверхность нагрева по формуле (10).

При сборке теплообменника из двух отдельных теплообменников и более теплопроизводительность уменьшается соответственно в 2 раза и более.

11. Находится количество ходов в теплообменнике

$$X = \frac{F_{mp} + f_{пл}}{2 \cdot m_{нагр} \cdot f_{пл}}, \quad (24)$$

где X – количество ходов в теплообменнике, шт.;
 F_{mp} – необходимая поверхность нагрева, м²;
 $f_{пл}$ - поверхность нагрева одной пластины, м²,

Число ходов округляется до целой величины.

В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющего и нагреваемого теплоносителей располагаются на одной неподвижной плите. В многоходовых теплообменниках часть штуцеров должна располагаться на подвижной плите, что вызывает некоторые сложности при эксплуатации. Поэтому целесообразней вместо устройства многоходового теплообменника разбить его по числу ходов на отдельные теплообменники, соединенные по одному теплоносителю последовательно, а по другому - параллельно, с соблюдением противоточного движения.

12. Рассчитывается действительная поверхность нагрева всего теплообменника

$$F = (2 \cdot m_{нагр} \cdot X - 1) \cdot f_{пл}, \quad (25)$$

где F – действительная поверхность нагрева всего теплообменника, м².

13. Определяются потери давления в теплообменнике:

- для нагреваемого теплоносителя

$$\Delta P_{нагр} = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{2cp}) \cdot \omega_{нагр}^{1,75} \cdot X, \quad (26)$$

где φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование;
 B - коэффициент, зависящий от типа пластины (принимается по таблице 4).

- для греющего теплоносителя

$$\Delta P_{гр} = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{1cp}) \cdot \omega_{гр}^{1,75} \cdot X. \quad (27)$$

6 Примеры расчета кожухотрубного и пластинчатого теплообменников

6.1 Пример расчета кожухотрубного теплообменника

Выбрать и рассчитать водоподогревательную установку, оборудованную водоподогревателями, состоящими из секций кожухотрубного типа с трубной системой из прямых гладких трубок и блоками опорных перегородок по ГОСТ 27590. Водоподогреватели присоединены к тепловой сети по двухступенчатой смешанной схеме.

Исходные данные:

1. Начальная температура греющей воды $t_1' = 160$ °С.
2. Конечная температура греющей воды $t_1'' = 95$ °С.
3. Начальная температура нагреваемой воды $t_2' = 10$ °С.
4. Конечная температура нагреваемой воды $t_2'' = 70$ °С.
5. Расчетная тепловая производительность $Q = 8,5$ МВт.

1. Расход греющей воды, проходящей по межтрубному пространству теплообменника определяется по формуле (2).

Тепловые потери из-за несовершенства теплоизоляции для водоподогревателей по ГОСТ 27590 составляют от 5 до 9 %. Принимаем потери 7 %, тогда $\eta = 1 - 0,07 = 0,93$.

Теплоемкость греющей воды при средней температуре

$$t_{1cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{160 + 95}{2} = 127,5 \text{ °С}$$

принимается равной $c_1 = 4,266$ кДж/(кг·°С) и плотность $\rho_1 = 934,8$ кг/м³.

Тогда расход греющей воды составит

$$G_1 = \frac{8,5 \cdot 10^6}{4,266 \cdot 10^3 \cdot 0,93 \cdot (160 - 95)} = 32,96 \text{ кг/с.}$$

2. Расход нагреваемой воды определяется аналогично.

Теплоемкость нагреваемой воды при средней температуре

$$t_{2cp} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{10 + 70}{2} = 40 \text{ °С}$$

принимается равной $c_2 = 4,174$ кДж/(кг·°С) и плотность $\rho_2 = 992,2$ кг/м³.

Тогда расход нагреваемой воды

$$G_2 = \frac{8,5 \cdot 10^6}{4,174 \cdot 10^3 \cdot 0,93 \cdot (70 - 10)} = 36,49 \text{ кг/с.}$$

3. Для выбора необходимого типоразмера водоподогревателя предвари-

тельно задаемся оптимальной скоростью нагреваемой воды в трубках, равной $\omega_{mp} = 1$ м/с, и, исходя из двухпоточной компоновки, определяется необходимое сечение трубок водоподогревателя по формуле (4)

$$f_{тр}^{усл} = \frac{36,49}{2 \cdot 1 \cdot 992,2} = 0,018 \text{ м}^2.$$

В соответствии с полученной величиной по таблице 1 выбирается необходимый типоразмер водоподогревателя, данные которого представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Технические характеристики водоподогревателя

Характеристика	Обозначение	Значение
Наружный диаметр корпуса секции, мм	D_H	325
Число трубок в секции, шт.	n	151
Площадь сечений межтрубного пространства, м^2	$f_{мтр}$	0,04464
Площадь сечения трубок, м^2	$f_{тр}$	0,02325
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м	$d_{экр}$	0,0208
Коэффициент теплопроводности трубок, Вт/($\text{м} \cdot ^\circ\text{C}$)	$\lambda_{экр}$	105
Поверхность нагрева одной секции (длина секции - 2 м), м^2	$f_{сек}$	14,24
Размер трубки, мм	$\frac{d_{нар}}{d_{вн}}$	$\frac{16}{14}$

4. Для выбранного типоразмера водоподогревателя определяются фактические скорости воды в трубках и межтрубном пространстве при двухпоточной компоновке по формулам (5) и (6)

$$\omega_{mp} = \frac{36,49}{2 \cdot 0,02325 \cdot 992,2} = 0,79 \text{ м/с};$$

$$\omega_{мтр} = \frac{32,96}{2 \cdot 0,04464 \cdot 934,8} = 0,39 \text{ м/с}.$$

5. Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубки определяется по формуле (7)

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot [1210 + 18 \cdot 127,5 - 0,038 \cdot 127,5^2] \cdot \frac{0,39^{0,8}}{0,0208^{0,2}} = 3421 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

6. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой воде определяется по формуле (8)

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot [1210 + 18 \cdot 40 - 0,038 \cdot 40^2] \cdot \frac{0,79^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4216,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

7. Коэффициент теплопередачи водоподогревателя определяется по формуле (9), принимая $\psi = 1,2$ и $\beta = 0,9$,

$$k = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{3421} + \frac{1}{4216,9} + \frac{0,001}{105}} = 2003,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

где 0,001 и 105 – толщина трубок и коэффициент теплопроводности материала трубок.

8. Тепловой напор в соответствии с формулой (11) составит.

Так как $G_1 c_1 > G_2 c_2$, то $\Delta t_6 = t_1'' - t_2'$ и $\Delta t_m = t_1' - t_2''$.

$$\Delta t = \frac{85 - 90}{\ln \frac{85}{90}} = 87,6 \text{ °С}.$$

При заданной величине расчетной производительности водоподогревателя определяется необходимая поверхность нагрева водоподогревателя по формуле (10)

$$F = \frac{8,5 \cdot 10^6}{87,6 \cdot 2003,7} = 48,4 \text{ м}^2.$$

9. Для выбранного типа водоподогревателя при его двухпоточной компоновке число секций водоподогревателя в одном потоке, согласно формуле (12)

$$N = \frac{48,4}{2 \cdot 14,24} = 1,7 = 2 \text{ секции}.$$

Площадь одной секции взята из таблицы 5.

Действительная площадь теплообмена будет равна

$$N = 2 \cdot N \cdot f_{\text{сек}} = 2 \cdot 2 \cdot 14,24 = 57 \text{ м}^2.$$

10. Потери давления в водоподогревателе при принятой длине секции 2 м определяются по формулам (13) и (15)

- для нагреваемой воды, проходящей в гладких трубках

$$\Delta P_H = 5 \cdot 2,2 \left(\frac{36,49}{0,02325 \cdot 992,2} \right)^2 \cdot 2 = 55,05 \text{ кПа};$$

где $\varphi = 2,2$ - коэффициент, учитывающий накипеобразование.

- для греющей воды, проходящей в межтрубном пространстве

$$\Delta P_{\text{гр}} = 11 \cdot 0,39^2 \cdot 2 = 3,35 \text{ кПа}.$$

где $B = 11$ – коэффициент, выбранный согласно таблице 2.

Все конструктивные размеры полученного теплообменного аппарата занесены в таблицу 6.

Таблица 6 – Конструктивные размеры водоподогревателя, мм

Наружный диаметр корпуса секции D_H	D	D_1	D_2	d	d_H	H	h	L	L_1	L_2	L_3
325	440	219	335	390	273	600	300	2800	2000	600	190

6.2 Пример расчета пластинчатого теплообменника

Выбрать и рассчитать водоподогревательную установку пластинчатого теплообменника собранного из пластин 0,6р для тех же условий, что и в примере с кожухотрубными секционными водоподогревателями.

Исходные данные, величины расходов и температуры теплоносителей на входе и выходе водоподогревателя принимаются такими же, как и в предыдущем примере.

1. Для пластинчатого теплообменника в большинстве случаев принимается $\Delta P_{гр} = 40$ кПа и $\Delta P_{нагр} = 100$ кПа. Подставив числовые данные, получаем соотношение числа ходов для греющей и нагреваемой воды по формуле (16)

$$\frac{x_1}{x_2} = \left(\frac{32,96}{36,49}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100}\right)^{0,364} \cdot \frac{1000-40}{1000-127,5} = 0,739.$$

Полученное соотношение ходов не превышает 2, значит для эффективного теплообмена целесообразна симметричная компоновка.

2. При расчете пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость воды в каналах принимается равной $w_{опт} = 0,4$ м/с. Основные технические параметры пластины 0,6р занесены в таблицу 7.

Таблица 7 – Технические характеристики пластины

Характеристика	Значение
Габариты (длина x ширина x толщина), мм	1375x600x1
Поверхность теплообмена, м ²	0,6
Вес (масса), кг	5,8
Эквивалентный диаметр канала, м	0,0083
Площадь поперечного сечения, м ²	0,00245
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	1,188
Ширина канала, мм	545
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4,5
Приведенная длина канала, м	1,01
Площадь поперечного сечения коллектора, м ²	0,0243
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера	1,5
Коэффициенты:	
А	0,492
Б	3,0

3. По оптимальной скорости находится требуемое количество каналов по нагреваемой воде, согласно формуле (17). Для выбранного теплообменника $f_k = 0,00245 \text{ м}^2$, тогда

$$m_{\text{нагр}} = \frac{32,96}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 934,8} = 36.$$

4. Компоновка водоподогревателя симметричная, т.е. $m_{\text{гр}} = m_{\text{нагр}}$. Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды, согласно формуле (18)

$$f_{\text{гр}} = f_{\text{нагр}} = 36 \cdot 0,00245 = 0,088 \text{ м}^2.$$

5. Фактические скорости греющей и нагреваемой воды по формулам (19) и (20)

$$\omega_{\text{гр}} = \frac{32,96}{0,088 \cdot 934,8} = 0,4 \text{ м/с};$$

$$\omega_{\text{нагр}} = \frac{36,49}{0,088 \cdot 992,2} = 0,42 \text{ м/с}.$$

6. Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле (21) (коэффициент A , зависящий от типа пластин, равен 0,492,)

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 127,5 - 0,63 \cdot 127,5^2] \cdot 0,4^{0,73} = 14279,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

7. Коэффициент теплоотдачи от стенки пластины к нагреваемой воде по формуле (22)

$$= \alpha_2 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 40 - 0,63 \cdot 40^2] \cdot 0,42^{0,73} = 10092,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

8. Коэффициент теплопередачи определяется по формуле (23) (коэффициент β принимается равным 0,8. Толщина пластины и коэффициент теплопроводности пластины для пластинчатых теплообменников по ГОСТ 15518 равны соответственно $\delta_{\text{см}} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$ и $\lambda_{\text{см}} = 16 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$,

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{14279,5} + \frac{1}{10092,4} + \frac{0,001}{16}} = 3448,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

9. Необходимая поверхность нагрева по формуле (10)

$$F_{\text{гр}} = \frac{8,5 \cdot 10^6}{3448,3 \cdot 87,6} = 28,1 \text{ м}^2.$$

10. Количество ходов в теплообменнике по формуле (24)

$$X = \frac{28,1 + 0,6}{2 \cdot 36 \cdot 0,6} = 0,664.$$

Число ходов округляется до целой величины, в нашем случае до 1.

В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите.

11. Действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя определяется по формуле (25)

$$F = (2 \cdot 36 \cdot 1 - 1) \cdot 0,6 = 42,6 \text{ м}^2.$$

12. Потери давления в водоподогревателе следует определять по формулам (26) и (27)

- для нагреваемой воды

$$\Delta P_{\text{нагр}} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 40) \cdot 0,42^{1,75} \cdot 1 = 29,4 \text{ кПа};$$

- для греющей воды

$$\Delta P_{\text{нагр}} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 127,5) \cdot 0,4^{1,75} \cdot 1 = 20,6 \text{ кПа}.$$

Список использованных источников

- 1 Авчухов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам тепломассобмена. - М.: Энергоатомиздат, 1986.
- 2 Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. - М.: Энергия, 1972.
- 3 Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. - М.: Энергоатомиздат, 1998.
- 4 Справочник по теплообменникам. Том 2. Перевод О.Г. Мартыненко. - М.: Энергоатомиздат, 1989.
- 5 СП 41-1-1-95. Проектирование тепловых пунктов. – М.: Министерство строительства РФ, 1997.
- 6 ГОСТ 27590-2005. Подогреватели кожухотрубные водо-водяные систем теплоснабжения. – М.: Стандартинформ, 2007.
- 7 ГОСТ 15518-87. Аппараты теплообменные пластинчатые. – М.: Изд-во стандартов, 1987.

Приложение А
Варианты задания на выполнение курсовой работы

№ варианта	Производительность, МВт	Начальная температура греющей воды, °С	Конечная температура греющей воды, °С	Начальная температура нагреваемой воды, °С	Конечная температура нагреваемой воды, °С
1	8,0	150	90	15	80
2	8,5	160	95	10	70
3	9,0	165	90	5	75
4	9,5	155	92	10	77
5	10,0	150	90	12	82
6	10,5	155	89	20	70
7	11,0	160	90	6	84
8	11,5	160	95	8	70
9	12,0	160	93	10	74
10	12,5	155	88	12	70
11	13,0	165	98	15	75
12	13,5	165	95	6	80
13	14,0	155	88	10	70
14	14,5	155	93	10	81
15	15,0	160	97	20	75
16	15,5	160	95	18	78
17	9,0	160	90	20	80
18	8,5	155	95	15	70
19	9,5	165	90	5	75
20	9,7	155	95	10	75
21	10,2	150	94	15	85
22	10,0	155	90	20	75
23	8,0	160	95	5	70
24	9,5	165	90	10	70
25	10,0	160	95	10	80

Приложение Б
Зависимость плотности воды от температуры

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	Плотность, кг/м ³
1	999,87	52	987,15	70	977,81	88	966,68
2	999,97	53	987,15	71	977,23	89	966,01
4	1000,0	54	986,69	72	976,61	90	965,34
10	999,73	55	986,21	73	976,07	91	964,67
20	999,23	56	985,73	74	975,48	92	963,99
30	995,67	57	985,25	75	974,84	93	963,30
40	992,24	58	984,75	76	974,29	94	962,61
41	991,86	59	984,25	77	973,68	95	961,92
42	991,47	60	983,75	78	973,03	96	961,22
43	991,07	61	983,24	79	972,45	97	960,61
44	990,66	62	982,72	80	971,83	98	959,81
45	990,25	63	982,20	81	971,21	99	959,09
46	989,82	64	981,67	82	970,57	100	958,38
47	989,40	65	981,13	83	969,94	110	951,00
48	988,96	66	980,59	84	969,30	120	945,00
49	988,52	67	980,05	85	968,65	130	934,80
50	988,07	68	979,84	86	968,00	140	926,10
51	987,62	69	978,38	87	967,34	150	916,90

Приложение В

Свойства воды в зависимости от температуры

Температура $t_n, \text{ }^\circ\text{C}$	Теплоемкость $C_p, \text{ КДж/кг }^\circ\text{C}$	Теплопроводность $\lambda, \text{ Вт/м }^\circ\text{C}$	Вязкость $\mu, \text{ м}^2/\text{с}$	Кинематическая вязкость $\nu, \text{ КДж/кг}$	К-т температурного расширения $\beta, 1/\text{K}$	Критерий Прандтля Pr
0	4,212	0,560	13,2	1,789	-0,63	13,5
10	4,191	0,580	13,8	1,306	0,70	9,45
20	4,183	0,597	14,3	1,006	1,82	7,03
30	4,174	0,612	14,7	0,805	3,21	5,45
40	4,174	0,627	15,1	0,659	3,87	4,36
50	4,174	0,640	15,5	0,556	4,49	3,59
60	4,179	0,650	15,8	0,478	5,11	3,03
70	4,187	0,662	16,1	0,415	5,70	2,58
80	4,195	0,669	16,3	0,365	6,32	2,23
90	4,208	0,676	16,5	0,326	6,95	1,97
100	4,220	0,684	16,8	0,295	7,52	1,75
110	4,233	0,685	17,0	0,272	8,08	1,60
120	4,250	0,686	17,1	0,252	8,64	1,47
130	4,266	0,686	17,2	0,233	9,19	1,35
140	4,287	0,685	17,2	0,217	9,72	1,26
150	4,313	0,684	17,3	0,203	10,3	1,17
160	4,346	0,681	17,3	0,191	10,7	1,10
170	4,380	0,676	17,2	0,181	11,3	1,05
180	4,417	0,672	17,2	0,173	11,9	1,03
190	4,459	0,664	17,2	0,165	12,6	0,965

КУНИЦИНА НАТАЛЬЯ ГЕННАДЬЕВНА

РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО И ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Методические указания
по выполнению курсовой работы по дисциплине «Тепломассообмен»
для студентов направления подготовки
13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника,
заочной формы обучения

Подписано в печать 16.12.2020 г.		
Формат 60x90 $\frac{1}{16}$ Рег. № 188	Печать цифровая Тираж 10 экз.	Уч.-изд.л. 2,25

ФГАОУ ВО

Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

Новотроицкий филиал

462359, Оренбургская обл., г. Новотроицк, ул. Фрунзе, 8.

E-mail: nf@misis.ru

Контактный тел. 8 (3537) 679729.