

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЁТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Учебное пособие

Нижний Новгород
2024

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЁТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

Нижний Новгород
ННГАСУ
2024

ББК 31.391
О 75
УДК 621.4

Печатается в авторской редакции

Рецензенты:

Д.Г. Титков – канд. техн. наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет»

Е.Г. Ионычев – канд. техн. наук, директор по строительству ООО «Аспирация»

Болдин, В.П. Основы конструирования и расчёта теплообменных аппаратов : учебное пособие / В.П. Болдин, М.В. Бодров, И.П. Грималовская, В.В. Сухов ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – Нижний Новгород : ННГАСУ, 2024. – 81 с.; ил. – ISBN 978-5-528-00602-4. – Текст : непосредственный.

Ключевые слова: теплообмен, рекуперация, теплообменный аппарат, теплоноситель, рекуперативный аппарат, агрегатное состояние, регенератор.

Изложены основные вопросы конструирования и расчёта теплообменных аппаратов для систем теплогазоснабжения и вентиляции. Приведены примеры расчётов различных типов теплообменников. Подробно рассмотрена методика расчёта рекуперативных теплообменных аппаратов, проанализирована современная классификация теплообменников, приведены примеры расчета характерных трех типов теплообменников.

Предназначено студентам бакалавриата ННГАСУ для подготовки к лекционным и практическим занятиям (включая рекомендации по организации самостоятельной работы) по дисциплине «Теплообмен» для обучающихся по направлению подготовки 08.03.01 Строительство направленность (профиль) Теплогазоснабжение и вентиляция и дисциплинам «Теплообмен» и «Теплообменное оборудование предприятий» для обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника направленность (профиль) Промышленная теплоэнергетика.

ББК 31.391

ISBN 978-5-528-00602-4

© Коллектив авторов, 2024
© ННГАСУ, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. Классификация теплообменных аппаратов	6
2. Принципы конструирования	15
3. Основы конструирования	16
3.1. Общие рекомендации	16
3.2. Направление движения теплоносителей	17
3.3. Выбор труб	18
4. Тепловой расчет теплообменных аппаратов	22
4.1. Определение среднего температурного напора	23
4.2. Определение коэффициента теплопередачи	24
4.3. Определение коэффициентов теплоотдачи	25
4.3.1. Теплоотдача при течении в гладких трубах и каналах.....	25
4.3.2. Теплоотдача при поперечном обтекании труб	26
4.3.3. Теплоотдача при обтекании пластины	29
4.3.4. Теплоотдача при конденсации пара	29
5. Гидромеханический расчет теплообменных аппаратов	33
6. Примеры расчётов	36
Контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы	58
Список литературы	59
ПРИЛОЖЕНИЯ	60

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты применяются как отдельные агрегаты или элементы в энергетических и технологических установках в различных областях промышленности, строительства, ЖКХ и сельского хозяйства.

В создание и развитие промышленных тепло- и массообменных установок в разные времена большой вклад внесли отечественные ученые. Например, благодаря выдающимся работам Д. И. Менделеева и В. В. Морковникова были впервые созданы непрерывно действующие кубовые ректификационные колонны, что обеспечило нефтеперерабатывающей промышленности России в начале XX века ведущее место в мире.

Научно-технический прогресс СССР потребовал дальнейшего совершенствования промышленных тепло- и массообменных установок. В нашей стране создано большое количество высокопроизводительных и высокоэкономичных сушильных, ректификационных, выпарных установок и трансформаторов теплоты, превосходящих по своим показателям лучшие зарубежные устройства.

Учебное пособие включает в себя тепловой и гидромеханический расчёты, определение мощности, необходимой для перемещения теплоносителей, и эскизы рекуперативных теплообменных аппаратов. В пособие не вошел расчет прочности конструкций, важный для создания теплообменника, но выходящий за рамки тепломассообмена. Для конструирования и расчёта предлагаются три типа рекуперативных теплообменных аппаратов с различными схемами движения теплоносителей.

В настоящем пособии рассматриваются современные тепломассообменные аппараты, в т.ч. вспомогательное оборудование теплотехнологических установок и применяемые в них теплоносители. Основное внимание обращено на процессы, происходящие в установках, на особенности конструкции аппаратов, на основы их расчета и проектирования.

Учебное пособие «Основы конструирования и расчёта теплообменных аппаратов» предназначено для студентов, обучающихся по направлениям под-

готовки бакалавриата 08.03.01 Строительство направленность (профиль) Теплогазоснабжение и вентиляция, 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника направленность (профиль) Промышленная теплоэнергетика, а также для магистрантов направлений подготовки 08.04.01 Строительство направленностей (профилей) Теплогазоснабжение и вентиляция и Энергосбережение и повышение энергоэффективности зданий, а также 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника направленность (профиль) Тепломассообменные процессы и установки.

Авторы выражают искреннюю благодарность рецензентам к.т.н., доценту Д.Г. Титкову (Московский государственный строительный университет) и к.т.н. Ионычеву Е.Г. (компания ООО «Аспирация») за ценные замечания и пожелания, высказанные при рецензировании учебного пособия.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменный аппарат – устройство, в котором осуществляется процесс переноса теплоты от более нагретого теплоносителя к менее нагретому. Теплообменные аппараты широко применяются для осуществления различных тепловых процессов, таких как нагревание, охлаждение, кипение, конденсация 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: поверхностные и смесительные аппараты. К первой группе в свою очередь относятся рекуперативные и регенеративные аппараты.

Если теплообмен между теплоносителями происходит через разделительные стенки, то теплообменник называют рекуперативным. В *рекуператорах* 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 его изменением у обеих или одной из рабочих сред.

В большинстве рекуперативных аппаратов осуществляется непрерывная передача тепла через стенку от одного теплоносителя к другому. Эти аппараты, как правило, являются аппаратами непрерывного действия. Рекуперативные аппараты, в которых производится периодический нагрев или охлаждение одного из теплоносителей, относят к аппаратам периодического действия.

Рекуперативные аппараты классифицируют по следующим признакам:

- по роду теплоносителей в зависимости от их агрегатного состояния: парожидкостные; жидкостно-жидкостные; газо-жидкостные; парогазовые.
- по форме поверхности теплообмена: трубчатые аппараты с прямыми трубками; спиральные; пластинчатые; змеевиковые; ребристые; сетчатые.
- по компоновке поверхностей теплообмена: типа «труба в трубе»; кожухотрубные аппараты.

Рекуперативные аппараты могут быть классифицированы по назначению (подогреватели, охладители 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, применяемых в системах теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, разнообразны. К ним относят: водо-водяные и пароводяные подогреватели, парогенераторы, воздухоподогреватели, конденсаторы, охладители, испарители, калориферы, кондиционеры, отопительные приборы, деаэрационные установки, экономайзеры.

Первые технические теплообменные аппараты представляли собой варочные котлы с огневым или дымовым обогревом. Позднее стали делать аппараты с двуслойными стенками, в промежутке между которыми подавался теплоноситель: греющий пар или горячая вода. Такие аппараты называют рубашечными.

Для повышения интенсивности теплообмена и производительности аппаратов в дальнейшем изготавливались аппараты с поверхностью теплообмена в виде изогнутых в змеевик труб – змеевиковые теплообменники. Однако все указанные аппараты были малопроизводительными, трудно регулируемы и неудобными в эксплуатации, особенно была трудной их очистка.

Кожухотрубчатые теплообменники 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, а следовательно, и интенсивности теплообмена теплоносителей. Теплообменники этого типа предназначаются для теплообмена между различными жидкостями, между паром и жидкостями или между жидкостями и газами. Они применяются тогда, когда требуется большая поверхность теплообмена.

Трубки теплообменников изготавливаются прямыми (за исключением теплообменников с U-образными трубками) поэтому они легко доступны для очистки и замены в случае протечки.

Особенность кожухотрубчатых теплообменников состоит в том, что проходное сечение межтрубного пространства велико по сравнению с проходным сечением трубок и может быть больше последнего в 2,5...3,0 раза. Кожухотрубчатые аппараты могут быть вертикальными и горизонтальными. Вертикальные аппараты имеют большее распространение, так как они занимают меньше места и более удобно располагаются в рабочем помещении.

Типовые конструкции кожухотрубчатых теплообменников разработаны на предприятии НИИХИММАШ.

Секционные трубчатые теплообменники и теплообменники «труба в трубе» при одинаковых расходах жидкостей имеют меньшую разницу в скоростях движения теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве и повышенные коэффициенты теплопередачи по сравнению с обычными трубчатыми теплообменниками.

Для небольших производительностей целесообразно применение теплообменников типа «труба в трубе», относящихся также к секционным, но конструктивно упрощенным аппаратам: в наружную трубу вставлена труба меньшего диаметра, отсутствуют трубные решетки и фланцы, все элементы аппарата соединены сваркой. К недостаткам секционных теплообменников можно отнести следующие два фактора. Во-первых, высокая стоимость единицы поверхности нагрева, так как деление ее на секции вызывает увеличение количества наиболее дорогих элементов аппарата – трубных решеток, фланцевых соединений, переходных камер, компенсаторов и т.д. Во-вторых, большая длина пути жидкости по сравнению с одноходовой трубчаткой, что создает значительные гидравлические сопротивления и вызывает увеличение расхода электроэнергии на работу насоса.

Спиральные теплообменники устроены так: два листа толщиной $3 \div 7$ мм (в зависимости от рабочего давления в аппарате) свертывают на специальном

станке в спирали, причем при помощи приваренных бобышек между ними сохраняется одинаковое по всей спирали расстояние от 5 до 15 мм. Таким образом, получаются два канала, и каждый из них имеет полуцилиндрическую часть в центре аппарата и спиральную часть, заканчивающуюся коробкой снаружи. Каждый центральный полуцилиндр и каждая коробка имеют штуцер для входа или выхода теплоносителя. Спирали изготавливают так, что торцы листов лежат строго в одной плоскости. Затем их помещают между дисками, являющимися крышками аппарата, и стягивают болтами. Для лучшей герметизации и устранения перетекания теплоносителей между крышками и листами по всему сечению теплообменника помещают прокладку из технической резины, паронита, асбеста или мягкого металла. Такая конструкция обеспечивает возможность чистки поверхностей нагрева и работу без перетекания теплоносителей при давлениях до $4 \cdot 10^5$ Па. Для повышенных давлений и больших производительностей применяют спиральные теплообменники с усложненной, но более надежной конструкцией уплотнения торцов спиралей. Спиральные теплообменники бывают горизонтального и вертикального типов; их устанавливают часто блоками по два, четыре и восемь аппаратов.

Достоинствами спиральных теплообменников по сравнению с многоходовыми трубчатыми теплообменниками являются повышенная компактность (большая поверхность теплообмена в единице объема) при одинаковых коэффициентах теплопередачи и меньшее гидравлическое сопротивление для прохода теплоносителей, недостатками их являются сложность изготовления и меньшая плотность. Пластинчатые теплообменники бывают различных конструкций; их обычно применяют, когда коэффициенты теплообмена для обоих теплоносителей одинаковы.

Недостатками изготовлявшихся в прошлом конструкций теплообменников с большими расстояниями (15...40 мм) между пластинами являлась малая герметичность и применимость лишь для газов из-за незначительных допустимых перепадов давлений между теплоносителями (несколько сотен паскалей или десятков миллиметров водяного столба).

В настоящее время в нашей стране и зарубежом разработано большое число теплообменников, поверхность теплообмена которых выполнена из гофрированных пластин с незначительным расстоянием между пластинами (6...8 мм). Эти теплообменники очень компактны и по технико-экономическим, и по эксплуатационным показателям превосходят лучшие трубчатые теплообменники. Однако, они пока еще не могут работать в области высоких температур и давлений, поэтому в настоящее время их применяют при давлениях до $16 \cdot 10^5$ Па и температурах до 150 °С.

Теплообменники с ребристыми поверхностями нагрева применяются в тех случаях, когда теплообмен происходит между теплоносителями, из которых один имеет большой, а другой, наоборот, очень малый коэффициент теплоотдачи. Увеличивая поверхность теплообмена путем ребрения ее со стороны теплоносителя с малым коэффициентом теплоотдачи, тем самым увеличивают количество передаваемого тепла и со стороны неоребренной поверхности. В ребристых теплообменниках жидкость или конденсирующийся пар проходит внутри трубок, а воздух или дымовые газы, имеющие меньший коэффициент теплоотдачи – по внешней ребристой поверхности.

Ребристые теплообменники изготавливаются из самых разнообразных конструкций. Ребристые стальные и латунные трубки в небольших количествах изготавливаются напрессовкой на них прямоугольных пластин или круглых шайб. Для получения надежного контакта между трубкой и ребрами и предохранения их от коррозии ребристые трубки оцинковывают или лудят. При больших масштабах производства изготовление ребристых трубок и теплообменников механизировано и автоматизировано. Автоматы навивают на трубки спирали из ленты или биспиралы из проволоки. Припайка спиралей к трубке припоем производится электротермически. Качество контакта между трубкой и ребром оказывает большое влияние на коэффициент теплопередачи. Поэтому на него следует обращать особое внимание при изготовлении ребристых трубок. В настоящее время разработана технология изготовления монолитных ребристых трубок путем холодной прокатки гладких толстостенных труб.

В различных отраслях промышленности, особенно в авиационной, находят широкое применение различные конструкции компактных ребристых теплообменников. Аналогично компактным гофрированным пластинчатым теплообменникам большая поверхность на единицу объема в этих аппаратах достигается за счет применения тонких ребер, припаянных, приваренных контактной электросваркой или прикрепленных другим способом и обладающих хорошим термическим контактом с основной поверхностью.

В *регенераторах* одна и та же поверхность теплообмена через определенные промежутки времени омывается то горячим, то холодным теплоносителем. К числу регенераторов относится большая группа теплообменных аппаратов, в которых передача тепла от одного теплоносителя к другому осуществляется посредством неподвижной или перемещающейся насадки. В качестве насадки применяют огнеупорный кирпич, металлические листы, пластины, шары, фольгу и т.п. 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 – твердый заполнитель канала, по которому поочередно движутся теплоносители. Насадки конструируют таким образом, чтобы образовывать большое число извилистых каналов, что позволяет интенсифицировать процесс теплообмена и сделать аппарат компактным.

Известны два основных типа регенераторов. В одном из них твердый материал насадки остается практически неподвижным; в другом твердая насадка постоянно вращается и поочередно проходит различные отсеки, через которые пропускается греющий и обогреваемый теплоносители. Конструктивно они выполняются с противоточным однонаправленным и перекрестным течением теплоносителей.

В металлургических и стеклоплавильных печах большое распространение получили регенераторы с неподвижной насадкой из огнеупорных кирпичей. Для создания в рабочем пространстве таких печей высоких (до 2500 °С) темпе-

ратур требуется предварительный высокий подогрев воздуха и горючего газа (до $800 \div 1000$ °С), который трудно осуществить в металлических рекуператорах, из-за их недостаточной жаростойкости.

Регенератор с вращающейся металлической насадкой, получивший применение на электростанциях в качестве воздухоподогревателя для использования тепла отходящих газов котельных агрегатов. Вращающаяся насадка аппарата состоит из профильных металлических листов, которые, двигаясь по кругу, пересекают поочередно каналы с горячими газами, где они нагреваются, и передают тепло воздуху. Скорость вращения ротора с насадкой невелика и обычно не превышает $3 \div 6$ об/мин.

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 кондиционеры и градирни тепловых электрических станций, в которых охлаждающая генераторы вода в свою очередь охлаждается атмосферным воздухом.

В промышленности нашли широкое применение смесительные теплообменные аппараты, в которых теплообмен между теплоносителями происходит непосредственно, без теплопроводной стенки между ними.

В большинстве случаев это аппараты непрерывного действия.

В зависимости от назначения они имеют различные технические названия. Для осушения или увлажнения воздуха в установках кондиционирования воздуха применяются специальные кондиционеры; очистка воздуха или газа от пыли, золы, смолы путем промывки их водой осуществляется в скрубберах; нагрев жидкости за счет тепла воздуха, газа или пара осуществляется в смесительных подогревателях или конденсаторах; охлаждение больших количеств циркуляционной воды от конденсаторов паровых турбин электрических станций достигается теплообменом ее с воздухом в градирнях и т. д.

По конструктивным признакам различают следующие типы теплообменников смешения.

- *полые или безнасадочные* колонны или камеры, в которых жидкость распыляется форсунками в газовую среду; соприкосновение между жидкостью и газом происходит на поверхности образовавшихся при распыливании капель жидкости;

- *насадочные колонны*, в которых соприкосновение газа с жидкостью происходит на смоченной поверхности насадки (кольца, куски кокса, деревянные доски, рейки и другие устройства, обеспечивающие пленочное стекание жидкости). Преимуществом насадочных колонн по сравнению с без насадочными являются меньшие геометрические размеры их. Их недостаток состоит в большом расходе электроэнергии на вентилятор, который увеличивается по мере забивания насадки различными твердыми отложениями, содержащимися в газах или распыляемых растворах;

- *каскадные аппараты*, имеющие внутри горизонтальные либо наклонные полки или перегородки, благодаря которым жидкость постепенно перетекает с полки на полку;

- *струйные смесительные аппараты*, в которых происходит нагревание воды эжектируемым или эжектирующим паром. Разность между температурой насыщенного эжектирующего пара и температурой нагретой эжектируемой воды в односопловых струйных смесительных аппаратах составляет $15 \div 20$ °С, а в двухсопловых – около 10 °С;

- *пленочные смешивающие подогреватели*. Нагревание воды водяным паром в них происходит почти до температуры насыщения пара. Преимущество этой конструкции по сравнению с поверхностными подогревателями заключается в простоте, компактности, меньшем весе и независимости коэффициента теплообмена от чистоты поверхности, т. е. от загрязнения ее накипью, маслом и т. п. Такие аппараты обычно работают с незначительным избыточным давлением $(1 \div 5) \cdot 10^3$ Па ($0,01 \div 0,05$ кг/см²). Недостатком пленочных подогревателей

является коррозия поверхности аппаратов и трубопроводов из-за наличия в воде и частично в конденсирующемся паре значительного количества кислорода;

- *пенные аппараты* получили применение для улавливания из газов плохо смачиваемой (гидрофобной) пыли. Скорость набегающего потока газа на решетку обычно принимают $2 \div 2,5$ м/с. При большей скорости усиливается унос воды в виде брызг, а при меньшей скорости уменьшается пенообразование, и значительная часть жидкости (более 50 %) сливается через отверстия решетки. В нормальных условиях работы половина жидкости сливается через отверстия в решетке и половина через сливной порог. Степень очистки газа в пенных аппаратах может составлять $90 \div 95$ %.

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

Первым критерием надежности теплообменного аппарата должно быть обеспечение бесперебойной работы от одного профилактического ремонта до другого при заданных ограниченных по перепаду давлениях и независимо от увеличения отложений на поверхности теплообмена.

Второй критерий заключается в том, что теплообменник должен удовлетворять условиям, общим для всего технологического оборудования. Сюда входят механические напряжения, погрузка, сборка, запуск, остановка и также 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 критерий заключается в том, что следует учитывать преимущества многосекционной компоновки с отсекающими клапанами. Это позволит ремонтировать в процессе эксплуатации поочередно каждую секцию без особого ущерба для работы всего аппарата.

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

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

3. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

3.1. Общие рекомендации

При конструировании теплообменных аппаратов необходимо руководствоваться следующими общими рекомендациями.

При выборе расчетных скоростей теплоносителей в трубах аппарата надо стремиться к получению развитого турбулентного режима, т.к. это позволяет повысить коэффициент теплоотдачи. Однако следует помнить, что слишком высокие скорости теплоносителя приводят к большим гидравлическим сопротивлениям, что нежелательно.

Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения теплоносителей. Для наиболее часто применяемых диаметров труб 25, 38, 51 мм рекомендуются скорости движения в них для капельных жидкостей $1 \div 3$ м/с; нижний предел скорости для большинства жидкостей составляет $0,06 \div 0,3$ м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая числу $Re = 1 \cdot 10^4$, не превышает $0,2 \div 0,3$ м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится допускать переходный или даже ламинарный режим течения.

Для газов при атмосферном давлении допускаются скорости движения в трубах до 25 м/с, а массовые расходы $15 \div 20$ кг/с; для насыщенных паров при конденсации рекомендуют скорости движения до 10 м/с. Скорость газа при давлениях $p = 0,1 \div 0,15$ МПа в межтрубном пространстве принимают в пределах $5 \div 10$ м/с.

Во входных и выходных патрубках теплообменных аппаратов рекомендуют следующие скорости движения: для жидкостей $1,5 \div 3,0$ м/с; для конденсата греющего пара $1,0 \div 2,0$ м/с; для насыщенного пара $20 \div 30$ м/с; для перегретого пара $40 \div 80$ м/с [1, 2, 3].

3.2. Направление движения теплоносителей

Выбор рабочей среды, направляемой по трубам или в межтрубное пространство, следует проводить с учетом протекающих процессов, параметров потоков, а также факторов конструктивного и гидродинамического характера. Так, по условиям прочности поток высокого давления обычно направляют внутрь труб, что позволит уменьшить массу корпуса аппарата. При равенстве давлений теплоносителей целесообразно в межтрубное пространство подавать поток с более высокой температурой.

При выборе направления движения теплоносителей предпочтение отдают противотоку и перекрестному току, т.к. в этом случае удельная тепловая нагрузка (количество теплоты, передаваемое через единицу площади) получается выше, чем при прямотоке. Кроме того, при противотоке конечная температура нагреваемого теплоносителя может быть более высокой, чем при прямоточной схеме аппарата.

При кипении жидкости или конденсации пара хотя бы с одной стороны поверхности теплообмена все схемы движения принципиально равноценны.

При выборе продольной или поперечной схемы омывания трубок жидкостью надо стремиться к выравниванию коэффициентов теплоотдачи для обоих теплоносителей. При этом следует иметь в виду, что продольное омывание труб выгоднее при отношении $Nu/Pr^{0,4} > 5,8$, а при $Nu/Pr^{0,4} < 5,8$ – поперечное.

Оребрение поверхности теплообмена применяют для выравнивания тепловых потоков или скоростей теплоотдачи в случае, когда с одной стороны поверхности теплообмена наблюдаются большие значения коэффициента теплоотдачи, а с другой – малые. Так, например, в водяных экономайзерах коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости $\alpha_2 = 2000 \div 5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$, а со стороны газа $\alpha_1 = 10 \div 30 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ [4, 5]. Для интенсификации теплообмена в таких аппаратах увеличивают площадь поверхности теплообмена со стороны газообразных продуктов сгорания путем оребрения. Степень оребрения поверхности теплообменника выбирают исходя из соотношений $\alpha_1 \cdot F_1$ и $\alpha_2 \cdot F_2$. Если значения $\alpha_1 \cdot F_1 = \alpha_2 \cdot F_2$, то оребрение выполняют с обеих сторон [6].

3.3. Выбор труб

Выбор материала труб зависит от агрессивности теплоносителей. Для неагрессивных сред при малых давлениях и температурах применяют стальные бесшовные трубы из сталей марок 10, 20 (Приложение 1). Для некоторых агрессивных теплоносителей применяют бесшовные трубы из легированных сталей, меди. Диаметр труб зависит от материала и условий работы: вязкости и загрязненности теплоносителей. При определенных условиях работы применяют чугунные и керамические трубы. Из соображений удобства изготовления длину трубных пучков из стальных бесшовных труб ограничивают размером 6...9 м. При прочих равных условиях необходимо стремиться к минимальной материалоемкости (металлоемкости) аппарата.

Равномерность обтекания пучка труб газом в кожухотрубных теплообменниках зависит от способа размещения труб в трубной решетке. Трубная решетка – это конструктивный элемент, используемый для удержания и поддержания труб, через который проходит один из теплоносителей. Конструктивно решетка представляет собой сетку или раму с отверстиями, в которые вставляются трубы, что:

- обеспечивает фиксацию труб в нужном положении;
- предотвращает произвольное движение труб под воздействием потоков теплоносителя;
- предотвращает прямой контакт труб с другими конструктивными элементами, что снижает риск их механического повреждения или преждевременного износа.

Различают следующие компоновочные варианты расположения труб в корпусе теплообменного аппарата.

Шахматное расположение с применением относительных шагов (рис. 1)

$\frac{S_1}{d} = 1,5...3,0$, $\frac{S_2}{d} = 1,0...2,2$. Частным случаем шахматного расположения является треугольная схема с размещением осей трубы в вершинах равностороннего треугольника, сторона которого $S_1 = S_2$ (рис. 2). При этом достигается разме-

щение наибольшего числа трубок на одной и той же площади при одном и том же шаге их расположения.

Коридорное расположение с применением относительных шагов (рис. 3)

$$\frac{S_1}{d} = 1,3...2,0, \quad \frac{S_2}{d} = 1,3...2,0.$$

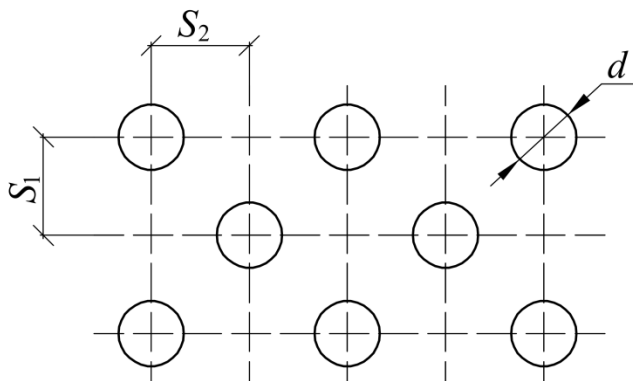


Рисунок 1 – Шахматная схема расположения труб

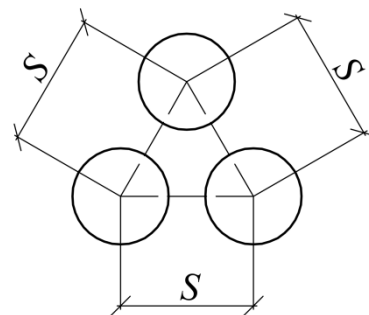


Рисунок 2 – Треугольная схема расположения труб

По концентрическим окружностям, расположенным одна от другой на расстоянии числа S_2 . Расположение трубок по этим окружностям делается с шагом $S_1 \cong S_2$ (мм) (рис. 4).

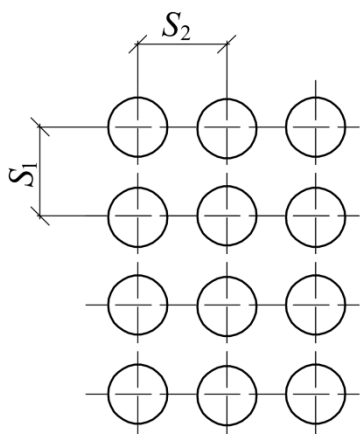


Рисунок 3 – Коридорная схема расположения труб

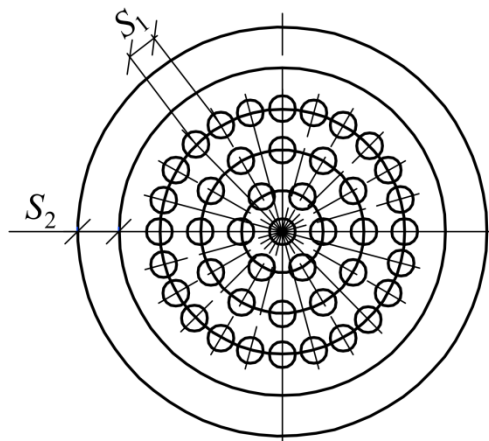


Рисунок 4 – Расположение труб по концентрическим окружностям

Выбрав тип поверхности теплообмена и направление движения теплоносителей, производят компоновку аппарата.

Содержание конструктивного расчета теплообменника зависит от особенностей выбранной конструкции аппарата, т.е. трубчатая, пластинчатая, ребристая, спиральная и т.д.

Для кожухотрубных аппаратов, имеющих наибольшее распространение в промышленности, по величине площади поверхности теплообмена определяют количество труб n , их длину l и размещение в трубной решетке, диаметр корпуса аппарата D_k , число ходов z в трубном и межтрубном пространстве и размеры $d_{\text{н}}$ входных и выходных патрубков.

Количество труб n определяют соотношением:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{рас}} \cdot l}, \quad (3.1)$$

где F – величина площади поверхности теплообмена, м^2 ;

l – длина трубы, м;

$d_{\text{рас}}$ – расчетный диаметр трубы, м:

– при $\alpha_1 > \alpha_2$, $d_{\text{рас}} = d_{\text{н}}$;

– при $\alpha_1 = \alpha_2$, $d_{\text{рас}} = 0,5 \cdot (d_{\text{в}} + d_{\text{н}})$;

– при $\alpha_1 < \alpha_2$, $d_{\text{рас}} = d_{\text{в}}$,

$d_{\text{в}}$, $d_{\text{н}}$ – внутренний и наружный диаметры трубы, соответственно.

При компоновке труб в пучке шаг труб принимают: $S = (1,3 \div 1,5) \cdot d_{\text{н}}$, но не менее, чем $(d_{\text{н}} + 6)$ мм.

Внутренний диаметр корпуса теплообменника D_k определяют по следующим уравнениям.

Для одноходовых аппаратов:

$$D_k = 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{n}, \text{ мм.} \quad (3.2)$$

Расчетное значение диаметра корпуса округляют до ближайшего стандартного, рекомендуемого ГОСТ или иными нормами.

Для многоходовых аппаратов внутренний диаметр определяют с учетом размещения перегородок обычно графическим способом. Расстояние l , м, между трубными решетками (активная длина трубок) равно:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot n \cdot z}, \quad (3.3)$$

где n – число трубок в одном ходу;

z – число ходов.

Длина труб не должна превышать 6 м. В многоходовых аппаратах следует выбирать четное число ходов. Если в многоходовом теплообменнике длина труб получается выше допустимой, надо изменить либо диаметр, либо скорость движения теплоносителя, либо обе эти величины.

Полная высота H кожухотрубного аппарата складывается из активной длины труб l и высоты h коллекторов:

$$H = l + 2h, \quad (3.4)$$

высоту коллектора выбирают из конструктивных соображений в пределах от 200 до 400 мм.

Расстояние между сегментными перегородками определяют по соотношению следующих величин:

$$h = \frac{F_{\text{мж}}}{D_{\text{к}} \cdot \left(l - \frac{d_{\text{н}}}{S} \right)}, \text{ м.} \quad (3.5)$$

где $F_{\text{мж}}$ – площадь поперечного сечения межтрубного пространства, м^2 .

Ширину перегородок обычно принимают от $0,6 \cdot D_{\text{к}}$ до $0,8 \cdot D_{\text{к}}$.

Диаметры патрубков D , м, зависят от скорости и расхода теплоносителей, определяемые по формулам:

$$\frac{\pi \cdot D^2 \cdot n}{4} = \frac{G}{\rho \cdot v} \quad \text{или} \quad D = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho \cdot v}}, \quad (3.6)$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с ;

v – скорость теплоносителя в патрубке, м/с ;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м^3 .

Полученная величина $d_{\text{н}}$ округляется до ближайшего стандартного значения, рекомендуемого ГОСТами или нормами.

4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В инженерной практике используют два типа тепловых расчетов 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 и скорости теплоносителей, материалы для изготовления конструктивных элементов, характерные размеры теплообменной поверхности (диаметры труб, их расположение) и т. д.

Конструктивный тепловой и гидромеханический расчеты теплообменного аппарата состоят соответственно в определении площади поверхности теплообмена и мощности, необходимой для перемещения каждого теплоносителя в теплообменнике.

Тепловой расчет основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи, гидромеханический – на определении гидравлических сопротивлений конструктивных элементов.

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = G_1 \cdot \Delta i_1 = G_2 \cdot \Delta i_2, \quad (4.1)$$

где Q – тепловая мощность теплообменника (количество теплоты, передаваемой в единицу времени), Вт;

G_1, G_2 – расходы первичного (греющего) и вторичного (холодного) теплоносителей, кг/с;

$\Delta i_1, \Delta i_2$ – изменение энтальпии первичного и вторичного теплоносителей, Дж/кг.

Уравнению (4.1) можно придать различную форму в зависимости от конкретных условий протекания процесса. При теплообмене без фазовых превращений получим:

$$\Delta i = c_p \cdot (t'' - t'), \quad (4.2)$$

где t' , t'' – начальная и конечная температуры теплоносителя, °С;

c_p – удельная теплоемкость при средней температуре теплоносителя, Дж/(кг·°С).

При изменении агрегатного состояния теплоносителя, например, в результате конденсации насыщенного пара или испарения жидкости, имеем:

$$\Delta i = i'' - i' = r, \quad (4.3)$$

где i'' – энтальпия сухого насыщенного пара, Дж/кг;

i' – энтальпия конденсата в состоянии насыщения, Дж/кг;

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Уравнение теплопередачи для расчета теплообменников имеет вид:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (4.4)$$

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

F – поверхность теплообмена, м²;

Δt_{cp} – средний температурный напор, °С.

4.1. Определение среднего температурного напора

Расчетная формула для определения среднего температурного напора зависит от направления движения теплоносителей, которые могут двигаться по схеме: прямотока, противотока, перекрестного тока и смешанного тока.

При прямотоке и противотоке средний температурный напор определяют как средний логарифмический:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}}}, \quad (4.5)$$

где $\Delta t_{\delta}, \Delta t_{m}$ – больший и меньший температурные напоры между теплоносителями на входе и выходе из теплообменника соответственно, °С.

Формула (4.5) при $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} < 1,4$ с точностью до 1 % может быть заменена

формулой для среднего арифметического температурного напора:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2}. \quad (4.6)$$

При всех других видах движения теплоносителей Δt_{cp} определяют по формуле (4.7):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (4.7)$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка, которая зависит от двух вспомогательных величин:

$$R = \frac{t'_1 - t'_2}{t''_2 - t'_2}; \quad P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t''_1}. \quad (4.8)$$

Нижние индексы «1» и «2» определяют температуры первичного (греющего) и вторичного (нагреваемого) теплоносителей; верхние индексы «'» (штрих) и «''» (два штриха) определяют температуры теплоносителей на входе и выходе теплообменника, соответственно.

Зависимости $\varepsilon_{\Delta t} = f(R, P)$ рассчитаны для различных схем движения теплоносителей и приводятся в Приложении 7 или в [5, 6, 7].

4.2. Определение коэффициента теплопередачи

Если толщина стенок труб теплообменника невелика по сравнению с диаметром ($d_2/d_1 < 2$), то для определения коэффициента теплопередачи k можно пользоваться формулой для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.9)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи с внешней и внутренней сторон стенки теплообменника, Вт/(м² °С);

δ – толщина, стенки, м;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубы, Вт/(м·°С).

Загрязнение поверхности теплообмена обычно учитывают коэффициентом использования поверхности теплообмена.

Действительный коэффициент теплопередачи k_d равен:

$$k_d = \psi \cdot k, \quad (4.10)$$

где $\psi = 0,7 \div 0,8$.

4.3. Определение коэффициентов теплоотдачи

4.3.1. Теплоотдача при течении в гладких трубах и каналах

Расчет теплоотдачи при течении жидкости в гладких трубах и каналах осуществляется следующим образом:

– для ламинарного режима течения $Re < Re^* = 1 \cdot 10^4$ средний коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [5, 7]:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,15 \cdot Re_{ж,d}^{0,33} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж})^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_l, \quad (4.11)$$

– для турбулентного режима течения $Re > Re^*$ средний коэффициент теплоотдачи определяют по формуле:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,021 \cdot Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_l, \quad (4.12)$$

где $Re_{ж,d} = \frac{\bar{v} \cdot d}{\nu}$ – критерий Рейнольдса;

$Pr_{ж} = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля при средней температуре жидкости;

$Pr_{ст}$ – критерий Прандтля при средней температуре стенки;

$Gr_{ж,d} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2}$ – критерий Грасгофа при средней температуре жидкости;

d – определяющий размер, м;

\bar{v} – средняя скорость, м/сек.;

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/сек;

a – коэффициент температуропроводности теплоносителя, м²/сек;

g – ускорение свободного падения, м/сек²;

β – температурный коэффициент объемного расширения, 1 / °С;

$\Delta t = t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}$ – температурный напор, °С;

$t_{\text{ж}}$ и $t_{\text{с}}$ средние температуры теплоносителя и стенки, °С;

ε_l – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы [4]: при $l / d > 50$ $\varepsilon_l = 1$; для каналов определяющий размер рассчитывают по формуле $d_{\text{эк}} = 4 \cdot S / u$;

S – площадь сечения, м²,

u – омываемый периметр, м.

4.3.2. Теплоотдача при поперечном обтекании труб

Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной круглой трубы может быть рассчитана по соотношениям [5, 7]:

$$\text{при } 5 < \text{Re} < 10^3: \bar{\text{Nu}}_{\text{ж},d} = 0,5 \text{Re}_{\text{ж},d}^{0,5} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,38} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (4.13)$$

$$\text{при } 10^3 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5: \bar{\text{Nu}}_{\text{ж},d} = 0,25 \text{Re}_{\text{ж},d}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,38} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (4.14)$$

$$\text{при } 3 \cdot 10^5 < \text{Re} < 2 \cdot 10^6: \bar{\text{Nu}}_{\text{ж},d} = 0,021 \text{Re}_{\text{ж},d}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,37} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (4.15)$$

В формулах (4.13 ÷ 4.15) за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы, а за определяющую температуру – средняя температура теплоносителя; $\text{Pr}_{\text{ст}}$ выбирают по средней температуре стенки трубы.

Формулы (4.13 ÷ 4.15) справедливы, если угол ψ , составленный направлением потока и осью трубы, называемый «углом атаки», равен 90°. Если значение угла $\psi < 90^\circ$, теплоотдача уменьшается. Для оценки ее уменьшения при значениях $\psi = 30 \div 90^\circ$ используют зависимость:

$$\alpha_{\psi} = \alpha_{\psi=90^{\circ}} \cdot (1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi), \quad (4.16)$$

где α_{ψ} , $\alpha_{\psi=90^{\circ}}$ – коэффициенты теплоотдачи при $\psi < 90^{\circ}$ и $\psi = 90^{\circ}$.

Теплоотдача при поперечном обтекании пучков труб зависит от расположения труб в трубном пучке. Чаще всего встречаются два основных типа трубных пучков: шахматный и коридорный.

Выделяют три основных режима теплоотдачи в поперечно обтекаемых трубных пучках: ламинарный, смешанный и турбулентный.

На основании исследований теплоотдачи сделан ряд общих выводов: средняя теплоотдача первого ряда различна и определяется начальной турбулентностью потока; начиная примерно с третьего ряда, средняя теплоотдача стабилизируется. Так как при обтекании трубы поток турбулизируется, в глубинных рядах степень турбулентности потока определяется компоновкой пучка, являющегося системой турбулизирующих устройств.

Теплоотдача пучков труб зависит от расстояния между трубами. Это расстояние принято выражать в виде безразмерных параметров S_1/d и S_2/d , называемых соответственно относительными поперечным и продольным шагами.

При смешанном режиме ($10^3 < Re < 10^5$) средний коэффициент теплоотдачи определенного ряда пучка определяют:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = c \cdot Re_{ж,d}^n \cdot Pr_{ж,d}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_s, \quad (4.17)$$

где $c = 0,41$ и $n = 0,6$ – для шахматных пучков; $c = 0,26$ и $n = 0,65$ – для коридорных пучков.

Определяющим размером является внешний диаметр трубок пучка. За определяющую температуру принимается средняя температура жидкости.

Скорость жидкости, входящая в критерий $Re_{ж,d}$, подсчитывается по самому узкому поперечному сечению ряда пучка. Поправочный коэффициент ε_s учитывает влияние относительных шагов S_1 / d и S_2 / d (рис. 1).

Для глубинных рядов коридорного пучка: $\varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,15}$; шахматного:

$$\text{при } S_1/S_2 < 2, \quad \varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^{1/6}; \quad \text{при } S_1/S_2 \geq 2, \quad \varepsilon_s = 1,12,$$

где ε_i – поправочный множитель, учитывающий изменение теплоотдачи в начальных рядах труб рис. П8.1 Приложения 8.

При $S_2/d \leq 4$ поправку ε_i можно определить по диаграмме, приведенной в справочной технической литературе [5, 7].

Для определения коэффициента теплоотдачи всего пучка в целом необходимо произвести осреднение средних значений $\bar{\alpha}$, полученных для отдельных рядов теплообменника:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot F_i}{\sum_{i=1}^n F_i}, \quad (4.18)$$

где α_i – средний коэффициент теплоотдачи i -го ряда;

F_i – суммарная поверхность теплообмена трубок i -го ряда;

n – число рядов в пучке.

Если $F_1 = F_2 = \dots = F_n$, то формула (4.18) упрощается:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + (n-2) \cdot \alpha_3}{n}, \quad (4.19)$$

где $\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot \alpha_3$, $\alpha_2 = \varepsilon_2 \cdot \alpha_3$

Для чисел $Re_{ж,d} = 10 \div 200$ – для шахматных пучков и $Re_{ж,d} = 10 \div 150$

– для коридорных пучков, формула имеет вид:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = c \cdot Re_{ж,d}^{1/3} \cdot Pr_{ж}^{1/3} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)^{1/4}, \quad (4.20)$$

где $c = 1,8$ – для шахматного пучка; $c = 1,2$ – для коридорного пучка.

При $Re > 2 \cdot 10^5$ теплоотдача глубинных рядов шахматного и коридорного пучков рассчитывают по формуле:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,021 \cdot Re_{ж,d}^{0,84} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (4.21)$$

Формула (4.21) применима при проведении инженерных расчетов лишь в случае, когда поток жидкости перпендикулярен оси труб пучка (угол атаки $\psi = 90^\circ$).

Если $\psi < 90^\circ$, то изменение коэффициента теплоотдачи учитывают поправочным коэффициентом $\varepsilon = \alpha_\psi / \alpha_{\psi=90^\circ}$. Значение $\varepsilon_\psi = f(\psi)$ можно принять по Приложению 8, рис. П8.3 [4, 5, 7].

4.3.3. Теплоотдача при обтекании пластины

Теплоотдача при обтекании пластины зависит от режима течения: при значениях $Re < 10^4$ имеем ламинарное течение, при $Re > 10^4$ – турбулентное. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении используют следующее критериальное уравнение:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,66 \cdot Re_{l,ж}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} , \quad (4.22)$$

при турбулентном:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,037 \cdot Re_{l,ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (4.23)$$

Для воздуха $Pr = 0,70$ и поэтому расчетные формулы средней теплоотдачи упрощаются:

– для ламинарного течения:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,57 Re_{l,ж}^{0,5} . \quad (4.24)$$

– для турбулентного течения:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,032 Re_{l,ж}^{0,8} . \quad (4.25)$$

Эти формулы применимы для условий, когда температура пластины не изменяется по длине. В качестве определяющей температуры выбирают температуру набегающего потока, а определяющего размера – длину пластины.

4.3.4. Теплоотдача при конденсации пара

При конденсации пара на вертикальной трубе теплоотдача определяется видом конденсации (капельная или пленочная) и режимом течения конденсата (ламинарный или турбулентный). Капельная конденсация возможна лишь, если конденсат не смачивает поверхность, что может быть получено искусственно путем нанесения на поверхность тонкого слоя масла, керосина или жирных кислот. При конденсации чистого пара смачивающей жидкости на поверхности всегда получается сплошная пленка.

Теплоотдача при пленочной конденсации пара на вертикальной трубе в зависимости от приведенной высоты $Z_{кр} = 2300$, определяется критериальными уравнениями, при $Z < Z_{кр}$ и ламинарном течении пленки:

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78}; \quad (4.26)$$

При $Z > Z_{кр}$ и турбулентном течении пленки:

$$Re_1 = \left[253 + 0,069 \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \cdot (Z - 2300) \right]^{4/3} \cdot \varepsilon_v, \quad (4.27)$$

где $Z = h \cdot \Delta t \cdot A$ – приведенная высота трубы;

h – высота трубы;

$\Delta t = t_s - t_{ст}$ – температурный напор;

$A = \frac{\lambda}{r \cdot \mu_s} \cdot \left(\frac{g}{v_s^2} \right)^{1/3}$ – определяется свойствами конденсата;

$\varepsilon_v = (Re_1/4)^{0,04}$ – поправка на волновое течение конденсата; здесь Re_1 вычисляется по формуле (4.27) без учета поправки ε_v на волновое движение.

Средний по длине труб коэффициент теплоотдачи находят по формуле

$$\alpha = \frac{Re_1}{\Delta t \cdot B}, \quad \text{где} \quad B = \frac{4}{r \cdot \mu}. \quad (4.28)$$

При пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе (скорость перемещения пара не более 10 м/сек.) средний по длине труб коэффициент теплоотдачи определяют по формуле [6]:

$$Nu_{ж} = 0,72 \cdot (Ga_{ж} \cdot Pr_{ж} \cdot k_{ж})^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (4.29)$$

где $Ga_{ж} = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2}$ – критерий Галилея;

$k_{жс} = \frac{r}{c \cdot \Delta t}$ – критерий Кутателадзе;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

d – определяющий размер, м;

ν – кинематический коэффициент вязкости пара, м²/с;

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

c – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг·°С);

t_s – температура насыщения, °С;

$t_{ст}$ – температура стенки, °С.

Если влияние члена, учитывающего изменение физических параметров от температуры невелико, то его можно принять $\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \cong 1$.

В качестве определяющего размера принимается наружный диаметр труб, а в качестве определяющей температуры принимается температура насыщения.

При конденсации пара на горизонтальном пучке труб теплоотдача нижележащих труб заметно понижается вследствие дополнительного увеличения толщины стекающей пленки конденсата от притока его с верхних труб. В этом случае коэффициент теплоотдачи каждого нижеследующего ряда по сравнению с трубками первого ряда находят по соотношению $\alpha_n \cdot \varepsilon_n = \alpha_1$; где коэффициент ε_n ориентировочно можно определить по рис. П8.2 Приложения 8 [5, 7].

Средний коэффициент теплоотдачи для пучка труб равен

$$\alpha_{пучка} = \frac{\alpha}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \varepsilon_i, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}. \quad (4.30)$$

Для коридорного пучка труб n равно числу рядов труб, для шахматного пучка n равно половине числа труб.

При решении критериальных уравнений (4.22) и (4.23) необходимо знать среднюю температуру стенки. Вычислить температуру стенки можно, предварительно определив величины коэффициентов теплоотдачи, которые по условию не заданы. Поэтому поставленную задачу решают методом последовательных приближений, задаваясь значением температуры стенки.

Если условные эквиваленты W_1 и W_2 ($W = G \cdot c_p$) одного порядка, что, например, имеет место в водо-водяных теплообменниках, то можно задаться

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \text{ где } t_1, t_2 - \text{средние температуры теплоносителей.}$$

Для пароводяных теплообменников $t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{ср}}}{2}$, где $t_{\text{н}}$ – температура насыщения, $\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор между теплоносителями.

Затем находят коэффициенты теплоотдачи по критериальным уравнениям и по ним – температуры стенок со стороны первичного теплоносителя $t_{\text{ст1}}$ и со стороны вторичного теплоносителя $t_{\text{ст2}}$ из равенств $q = k \cdot \Delta t_{\text{ср}} = \alpha_1 \cdot |t_1 - t_2|$:

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1}; \quad t_{\text{ст2}} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2}. \quad (4.31)$$

Средняя температура стенки равна $t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}}}{2}$. Если получилось значение $t_{\text{ст}}$ близкое к заданному (разница не должна превышать 3 °С), то расчет температуры стенки считают законченным. В противном случае расчет повторяют до получения допустимой разницы температур.

5. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Цель этого расчета теплообменника состоит в определении затрат механической энергии на перемещение теплоносителей в аппарате. При гидромеханическом расчете теплообменника определяют гидравлические сопротивления: сопротивление трения, местные сопротивления и тепловое сопротивление [7].

Тепловое сопротивление обусловлено изменением объема теплоносителя при изменении температуры, что как следствие вызывает изменение скорости потока в канале постоянного сечения.

Для капельных жидкостей, к которым относятся большинство несжимаемых жидкостей таких как вода, масло, нефть и т.п., этим сопротивлением можно пренебречь.

Сопротивление трения Δp , Па, (падение давления из-за вязкого трения) при движении теплоносителя определяют по формуле:

$$\Delta p_{\tau} = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (5.1)$$

где l и d – длина и гидравлический диаметр канала, м;

ξ – коэффициент сопротивления трения; ρ – плотность, кг/м³;

v – скорость, м с.

При неизотермическом течении жидкости величина коэффициента ξ зависит не только от критерия Re , но и от критериев Gr и Pr . Так, при ламинарном течении имеем [7]

$$\xi = \frac{A}{Re_{ж}} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{1/3} \cdot \left[1 + 0,22 \cdot \left(\frac{Pr_{ж} \cdot Gr_{ж}}{Re_{ж}} \right)^{0,15} \right], \quad (5.2)$$

где $A = 64$ для трубы и $A = 96$ для кольцевого канала;

при турбулентном течении жидкости:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re_{ж}^{0,25}} \cdot \left(\frac{Pr_{ст}}{Pr_{ж}} \right)^{1/3}. \quad (5.3)$$

Местные сопротивления определяют по формуле:

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (5.4)$$

в которой коэффициент ξ зависит от вида местного сопротивления (внезапное сужение, поворот и т. п.), см. Приложение 2 или [7].

При продольном обтекании пучков труб вдоль оси сопротивление подсчитывается по формулам для прямых каналов, где подставляется эквивалентный гидравлический диаметр $d_{эк} = 4 \cdot S/u$, где S – площадь сечения, m^2 , u – омываемый периметр.

При поперечном обтекании пучков труб значение коэффициента сопротивления определяют из формул:

- для шахматных пучков, при $S_1 / d < S_2 / d$

$$\xi = (4 + 6,6 \cdot m) \cdot Re_{ж}^{-0,28}; \quad (5.5)$$

- для шахматных пучков, при $S_1 / d > S_2 / d$

$$\xi = (5,4 + 3,4 \cdot m) \cdot Re_{ж}^{-0,28}; \quad (5.6)$$

- для коридорных пучков

$$\xi = (6 + 9 \cdot m) \cdot Re_{ж}^{-0,26}. \quad (5.7)$$

В этих формулах скорость отнесена к самому узкому сечению пучка, физические свойства – к средней температуре потока; m – число рядов в пучке в направлении движения.

Тепловое сопротивление можно подсчитать как удвоенную разность скоростных напоров в конце и в начале канала:

$$\Delta p_{тепл} = 2 \cdot \left(\frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} \right), \quad (5.8)$$

где ρ – плотность, $кг/м^3$;

v_1 и v_2 – скорости на входе и на выходе канала, $м/с$.

Общее сопротивление каждого теплоносителя определяется как сумма всех видов сопротивления в элементах теплообменника:

$$\Delta p = \sum p_T + \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_{тепл}. \quad (5.9)$$

Мощность, необходимая для перемещения каждого теплоносителя в теплообменнике, определяется формулой:

$$N = \frac{\Delta p \cdot G}{1000 \cdot \rho \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (5.10)$$

где G – массовый расход, кг/с;

ρ – средняя плотность теплоносителя, кг/м³;

η – КПД устройства (насоса) для перемещения теплоносителя ($\eta = 0,4 \div 0,6$).

6. ПРИМЕРЫ РАСЧЁТОВ

Пример 1. Определить величину поверхности теплообмена, число секций и мощность, необходимую для перемещения каждого теплоносителя водоводяного теплообменника типа «труба в трубе». Греющая вода движется по внутренней стальной трубе диаметрами $d_2/d_1 = 38/34$ мм, расчетный коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 50$ Вт/(м·°С), и имеет температуру на входе $t'_1 = 105$ °С, а на выходе $t''_1 = 60$ °С. Нагреваемая вода движется противоток по кольцевому каналу между трубами и нагревается от $t'_2 = 20$ °С до $t''_2 = 50$ °С. Количество передаваемой теплоты $Q = 105$ кВт. Диаметры внешней трубы теплообменника $D_2/D_1 = 57/51$ мм. Длину секции принять $l = 2,0$ м. Потери теплоты через внешнюю поверхность теплообменника не учитывать.

Тепловой расчет. Находим среднеарифметические значения температур первичного и вторичного теплоносителей и значение физических параметров воды при этих температурах.

$$\bar{t}_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{105 + 60}{2} = 82,5 \text{ °С.}$$

При $\bar{t}_1 = 82,5$ °С из таблицы физических свойств воды Приложения 10 [4, 5, 7] по интерполяции находим: $\rho_{ж1} = 970,18$ кг/м³; $\nu_{ж1} = 0,3553 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_{ж1} = 0,671$ Вт/(м·°С); $Pr_{ж1} = 2,165$; $c_{p1} = 4,199$ кДж/(кг·°С);

$$\bar{t}_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{20 + 50}{2} = 35 \text{ °С.}$$

При $\bar{t}_2 = 35$ °С из [4] находим: $\rho_{ж2} = 993,95$ кг/м³; $\nu_{ж2} = 0,732 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_{ж2} = 0,6195$ Вт/(м·°С); $Pr_{ж2} = 4,905$; $c_{p2} = 4,174$ кДж/(кг·°С).

Определяем расходы первичного и вторичного теплоносителей:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2),$$

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1)} = \frac{105}{4,199 \cdot (105 - 60)} = 0,556 \text{ кг/с;}$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{105}{4,199 \cdot (50 - 20)} = 0,839 \quad \text{кг/с.}$$

Скорость движения первичного теплоносителя:

$$v_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,559}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (3,4 \cdot 10^{-2})^2} = 0,631 \quad \text{м/с.}$$

Скорость движения вторичного теплоносителя:

$$v_2 = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_2 \cdot \pi \cdot (D_1^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 0,837}{994 \cdot 3,14 \cdot (5,1^2 - 3,8^2) \cdot 10^{-4}} = 0,928 \quad \text{м/с.}$$

Определяем число Рейнольдса для первичного теплоносителя:

$$\text{Re}_{ж1} = \frac{0,624 \cdot 3,4 \cdot 10^{-2}}{0,357 \cdot 10^{-6}} = 6,038 \cdot 10^4.$$

Критическое число Рейнольдса при течении в трубах и каналах равно $\text{Re}^* = 10^4$. При условии $\text{Re}_{ж1} > \text{Re}^*$, течение турбулентное, следовательно, расчет числа Нуссельта ведем по формуле (4.21):

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_{ж1}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{ж1}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{ст1}} \right)^{0,25}.$$

Температура стенки неизвестна, поэтому задаемся ее значением:

$$t_{ст1} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{82,5 + 35}{2} = 58,75 \quad \text{°C. При } t_{ст1} = 58,75 \text{ °C, значение } \text{Pr} = 3,1.$$

Определяем число Нуссельта:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot (6,038 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,165^{0,43} \cdot \left(\frac{2,165}{3,1} \right)^{0,25} = 178,73.$$

Далее находим коэффициент теплоотдачи от первичного теплоносителя к стенке трубы:

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \frac{\lambda_{ж1}}{d_1} = 178,73 \cdot \frac{0,6708}{3,4 \cdot 10^{-2}} = 3525,9 \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Определяем число Рейнольдса для вторичного теплоносителя

$$\text{Re}_{ж2} = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu_{ж2}},$$

где d_3 – эквивалентный диаметр, который для кольцевого канала равен $d_3 = D_1 - d_2 = 51 - 38 = 13$ мм;

$$\text{Re}_{ж2} = \frac{0,928 \cdot 1,3 \cdot 10^{-2}}{0,62 \cdot 10^{-6}} = 1,6488 \cdot 10^4$$

Установлено, что режим течения турбулентный, поэтому расчет числа Нуссельта ведем по формуле для теплоотдачи при турбулентном течении в каналах кольцевого сечения:

$$\text{Nu}_2 = 0,017 \cdot \text{Re}_{ж2}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{ж2}^{0,4} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{ж2}}{\text{Pr}_{ст2}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{D_1}{d_2} \right)^{0,18}$$

Принимаем в первом приближении $t_{ст1} \approx t_{ст2}$ и, следовательно, при $\text{Pr}_{ст2} \approx \text{Pr}_{ст1} = 3,05$, получим:

$$\text{Nu}_2 = 0,017 \cdot (1,6488 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 4,905^{0,4} \cdot \left(\frac{4,905}{3,1} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{51}{38} \right)^{0,18} = 89,8$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы ко вторичному теплоносителю равен:

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_{ж2}}{d_3} = 89,8 \cdot \frac{0,62}{1,3 \cdot 10^{-2}} = 4279,1 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}.$$

Поскольку отношение диаметров $d_2/d_1 < 2$, определяем коэффициент теплопередачи по уравнению для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3525,9} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{4279,1}} = 1794,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C},$$

где $\delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{38 - 34}{2} = 2$ мм.

Находим средний температурный напор. Для этого определим величины условных эквивалентов W_1 и W_2 :

$$\frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{W_2}{W_1}, \quad \frac{105 - 60}{50 - 20} = \frac{45}{30}, \quad W_2 > W_1.$$

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{\ln \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2}} = \frac{(105 - 50) - (60 - 20)}{\ln \frac{105 - 50}{60 - 20}} = 47 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

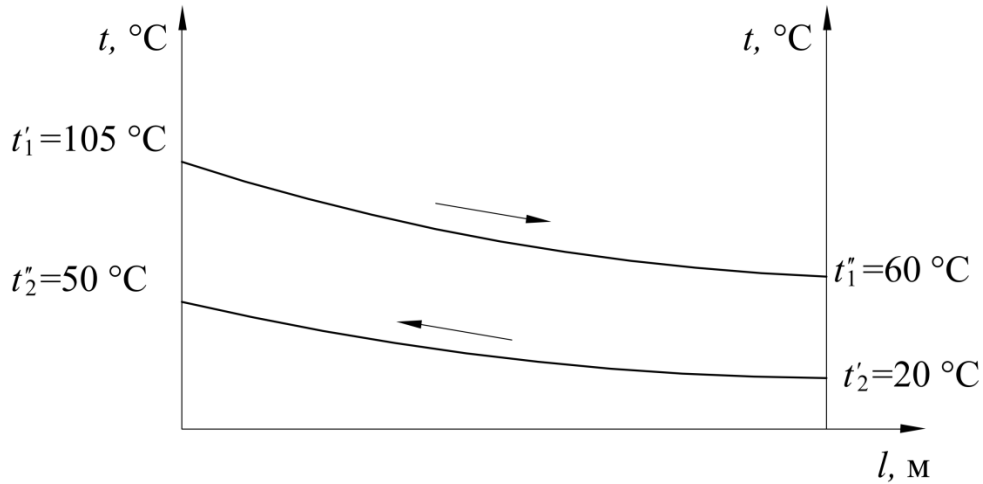


Рисунок 5 – Распределение температуры при теплообмене (в условиях примера 1)

Определяем плотность теплового потока:

$$q = k \cdot \Delta t_{\text{cp}} = 1794,3 \cdot 47 = 8,452 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2;$$

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{q} = \frac{105 \cdot 10^3}{8,452 \cdot 10^4} = 1,242 \text{ м}^2.$$

Определяем число секций:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot l} = \frac{1,242}{3,14 \cdot 3,4 \cdot 10^{-2} \cdot 2} = 5,8, \text{ принимаем } n = 6, \text{ где } d_1 - \text{ диаметр по-}$$

верхности с минимальным коэффициентом теплоотдачи. Полученное число n округляем до большего целого числа.

Уточняем температуры поверхностей стенок трубы:

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 82,5 - \frac{8,452 \cdot 10^4}{3525,9} = 58,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 35 + \frac{8,452 \cdot 10^4}{4279,1} = 54,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При этих температурах поверхностей стенок значения числа Прандтля составляют $\text{Pr}_{\text{ст1}} = 3,11$ и $\text{Pr}_{\text{ст2}} = 3,32$.

Поправки на изменение физических свойств жидкости по сечению потока равны:

$$\left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж1}}}{\text{Pr}_{\text{ст1}}}\right)^{0,25} = \left(\frac{2,165}{2,11}\right)^{0,25} = 0,913 \text{ (в расчете принято } 0,914\text{);}$$

$$\left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж2}}}{\text{Pr}_{\text{ст2}}}\right)^{0,25} = \left(\frac{4,905}{3,324}\right)^{0,25} = 1,02 \text{ (в расчете принято } 1,22\text{)}.$$

Полученные значения отличаются на 0,1 % и 1,8 % от принятых в расчете, т.е. менее чем на 10% и пересчет не требуется. Если полученные значения отличаются более чем на 10% от принятых, требуется повторить расчет $\text{Nu}_{\text{ж1}}$ и $\text{Nu}_{\text{ж2}}$, с полученными температурами стенок.

Определяем диаметр патрубков для вторичного теплоносителя:

$$d_{\text{в}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{0,839}{993,95 \cdot 0,928}} = 0,0339 \text{ м.}$$

Полученное значение диаметра патрубка округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ для труб.

Гидромеханический расчет. При расчете теплообменника определяют гидравлическое сопротивление трения, местные сопротивления и тепловое сопротивление теплообменника.

Определяем гидравлические сопротивления для первичного теплоносителя: полная длина трубки одного хода первичного теплоносителя:

$$L_{\text{п}} = l + 2 \cdot \delta_{\text{тр}} = 2 + 2 \cdot 0,04 = 2,08 \text{ м,}$$

где $\delta_{\text{тр}} = 0,04$ м – предварительная толщина, трубной доски (уточняется при расчете на прочность).

Потери давления на трение определим по формуле (5.1), для этого вычислим коэффициент сопротивления трения при турбулентном течении в трубе по формуле (5.3):

$$\xi_1 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\text{ж1}}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст1}}}{\text{Pr}_{\text{ж1}}}\right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(6,0378 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{3,10}{2,165}\right)^{0,33} = 0,0179.$$

Потери давления на трение при движении воды по трубкам всех секций:

$$\Delta p_{\tau 1} = \xi_1 \cdot \frac{L_{\pi}}{d_1} \cdot \frac{\rho_{ж1} \cdot v_1^2}{2} \cdot n = 0,0179 \cdot \frac{2,08}{3,4 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{970,18 \cdot 0,631^2}{2} = 1271 \text{ Па.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях определим по (5.4):

$$\Delta p_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}} \cdot \frac{\rho_{\text{ж1}} \cdot v_1^2}{2}$$

Величина коэффициента местного сопротивления $\xi_{\text{м1}}$ зависит от вида местного сопротивления (Приложение 2) [1, 3]:

- входная камера (удар и поворот) $\xi'_{\text{м1}} = 1 \cdot 1,5 = 1,5$;
- поворот на угол 180° в V-образных трубках $\xi''_{\text{м1}} = 5 \cdot 0,5 = 2,5$;
- выход из трубного пространства $\xi'''_{\text{м1}} = 1 \cdot 1,0 = 1,0$.

Суммарный коэффициент местного сопротивления:

$$\xi_{\text{м1}} = \xi'_{\text{м1}} + \xi''_{\text{м1}} + \xi'''_{\text{м1}} = 1,5 + 2,5 + 1,0 = 5,0.$$

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}} \cdot \frac{\rho_{\text{ж1}} \cdot v_1^2}{2} = 5,0 \cdot \frac{970,18 \cdot 0,631^2}{2} = 966 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление первичного теплоносителя:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\text{т1}} + \Delta p_{\text{м1}} = 1271 + 966 = 2237 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для перемещения первичного теплоносителя:

$$N_1 = \frac{\Delta p_1 \cdot G_1}{\rho_{\text{ж1}} \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{2237 \cdot 0,556}{970,18 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 2,6 \text{ Вт,}$$

где η – коэффициент полезного действия насоса; $\eta = 0,5 \div 0,6$.

Определяем гидравлическое сопротивление для вторичного теплоносителя. Сопротивление трения определим по формуле (5.1), для этого вычислим коэффициент сопротивления трения при турбулентном течении в канале по формуле (5.3):

$$\xi_2 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{\text{ж2}}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст2}}}{\text{Pr}_{\text{ж2}}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(1,659 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{3,10}{4,905} \right)^{0,33} = 0,024.$$

Потери давления на трение при движении воды по трубкам всех секций:

$$\Delta p_{\text{т2}} = \xi_2 \cdot \frac{L_{\text{п}}}{d_3} \cdot \frac{\rho_{\text{ж2}} \cdot v_2^2}{2} \cdot n = 0,024 \cdot \frac{2}{1,3 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{993,95 \cdot 0,928^2}{2} \cdot 6 = 9868,4 \text{ Па.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях:
$$\Delta p_{\text{м2}} = \xi_{\text{м2}} \cdot \frac{\rho_{\text{ж2}} \cdot v_2^2}{2} .$$

Величина коэффициента местного сопротивления $\xi_{\text{м2}}$ зависит от вида местного сопротивления (Приложение 2):

- входная камера (удар и поворот) $\xi_{\text{м2}} = 1 \cdot 1,5 = 1,5$;
- переход из одной секции в другую $\xi_{\text{м2}} = 5 \cdot 2,5 = 12,5$;
- выход из межтрубного пространства $\xi_{\text{м2}} = 1 \cdot 1,0 = 1,0$.

Суммарный коэффициент местного сопротивления:

$$\xi_{\text{м2}} = \xi'_{\text{м2}} + \xi''_{\text{м2}} + \xi'''_{\text{м2}} = 1,5 + 12,5 + 1,0 = 15,0 .$$

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{м2}} = \xi_{\text{м2}} \cdot \frac{\rho_{\text{ж2}} \cdot v_2^2}{2} = 15,0 \cdot \frac{993,95 \cdot 0,928^2}{2} = 6420 \text{ Па} .$$

Общее сопротивление вторичного теплоносителя:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\text{т2}} + \Delta p_{\text{м2}} = 9868 + 6420 = 16288 \text{ Па} .$$

Мощность, необходимая для перемещения первичного теплоносителя:

$$N_2 = \frac{\Delta p_2 \cdot G_2}{\rho_{\text{ж2}} \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{16288 \cdot 0,839}{993,95 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 27,5 \text{ Вт} .$$

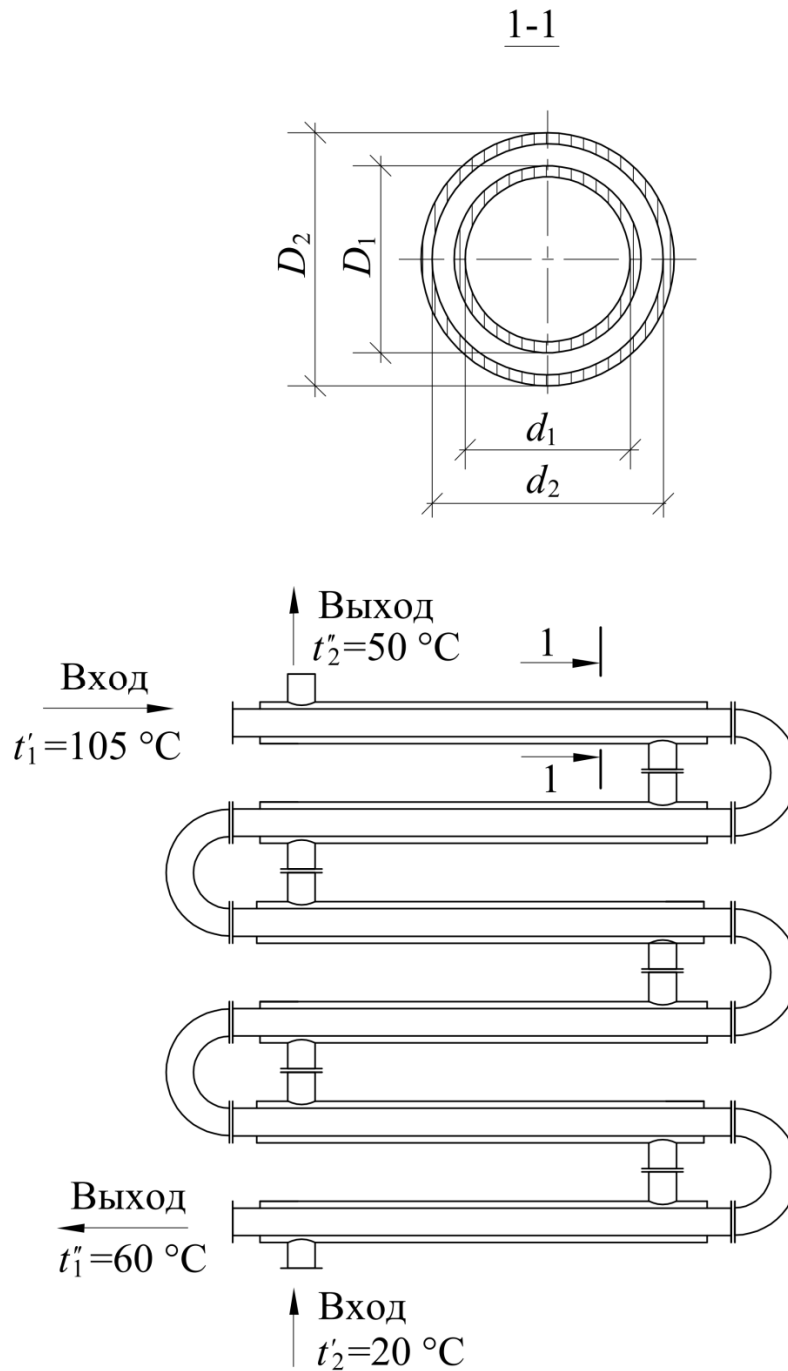


Рисунок 6 – Теплообменник типа «труба в трубе»

Пример 2. Определить величину поверхности теплообмена, высоту труб в одном ходе и количество труб, расположенных поперек и вдоль потока воздуха трубчатого двухходового воздухоподогревателя парогенератора. Воздух, поступающий в воздухоподогреватель, нагревается от $t'_2 = 20$ °С до $t''_2 = 240$ °С. Дымовые газы (13 % CO_2 ; 11 % H_2O ; 76 % N_2) движутся внутри стальных труб ($\lambda_{\text{ст}} = 50$ Вт/(м·°С)) диаметром $d_2/d_1 = 45/41$ мм. Температура газов на входе в

воздухоподогреватель $t_1' = 350$ °С, и на выходе $t_1'' = 170$ °С. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом $S_1 = S_2 = 1,3 \cdot d_2$. Средние скорости движения воздуха $v_2 = 2,0$ м/с и дымовых газов $v_1 = 20$ м/с. Количество передаваемой теплоты $Q = 200$ кВт.

Тепловой расчет. Определяем среднюю температуру дымовых газов:

$$\bar{t}_1 = \frac{350 + 170}{2} = 260 \text{ °С.}$$

При $\bar{t}_1 = 260$ °С из таблицы Приложения 12 [5, 7] находим физические свойства дымовых газов:

$$\rho_1 = 0,669 \text{ кг/м}^3; c_{p1} = 1,112 \text{ кДж/(кг °С)}; \lambda_{ж1} = 4,51 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·°С)};$$

$$v_{ж1} = 40,61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_{ж1} = 0,658.$$

Определим расход теплоносителя:

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'')} = \frac{2 \cdot 10^2}{1,112 \cdot 180} = 0,999 \text{ кг/с.}$$

Число Рейнольдса для потока газов составит:

$$Re_{ж1} = \frac{20 \cdot 0,041}{40,61 \cdot 10^{-6}} = 2,0194 \cdot 10^4.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам труб определяем по формуле (4.12):

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,8} = 0,021 \cdot (2,0194 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,65^{0,43} = 48,78.$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_{ж1}}{d_1} = 48,78 \cdot \frac{0,0451}{41 \cdot 10^{-2}} = 53,63 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Определяем среднеарифметическую температуру воздуха:

$$\bar{t}_2 = \frac{20 + 240}{2} = 130 \text{ °С.}$$

При $\bar{t}_2 = 130$ °С из таблицы Приложения 9 [5, 7] находим физические свойства воздуха:

$$\rho_2 = 0,854 \text{ кг/м}^3; c_{p2} = 1,013 \text{ кДж/(кг °С)}; \lambda_{ж2} = 3,49 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·°С)};$$

$$v_{ж2} = 27,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_{ж2} = 0,684.$$

Определим расход теплоносителя:

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{2 \cdot 10^2}{1,013 \cdot 220} = 0,897 \text{ кг/с.}$$

Число Рейнольдса для потока воздуха равно:

$$Re_{ж2} = \frac{2 \cdot 0,041}{27,8 \cdot 10^{-6}} = 0,3237 \cdot 10^4.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи от стенок труб к воздуху при поперечном омывании труб :

$$Nu_2 = 0,41 \cdot Re_2^{0,6} \cdot \varepsilon_1.$$

При шахматном расположении труб и $S_1/S_2 < 2$, $\varepsilon_1 = (S_1 / S_2)^{1/6}$ и так как $S_1 = S_2$, то $\varepsilon_1 = 1$.

$$Nu_2 = 0,41 \cdot 3237^{0,6} \cdot 1 = 52,35.$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{ж2}}{d_2} = 52,35 \cdot \frac{0,035}{45 \cdot 10^{-2}} = 40,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Определим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{53,63} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{40,6}} = 23,09 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Находим среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}} = \frac{(170 - 20) - (350 - 240)}{\ln \frac{170 - 20}{350 - 240}} = 128,97 \text{ °C}.$$

Для рассматриваемой схемы движения теплоносителей из графика П4 [5] находим поправку к температурному напору:

$$\text{при } P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{240 - 20}{350 - 20} = 0,677; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{350 - 170}{240 - 20} = 0,817,$$

величина $\varepsilon = 0,91$, поэтому $\Delta t = \Delta t_{cp} \cdot \varepsilon = 128,97 \cdot 0,91 = 117 \text{ °C}$.

Определяем плотность теплового потока:

$$q = k \cdot \Delta t_{cp} = 23,09 \cdot 117 = 2709 \text{ Вт/м}^2.$$

Поверхность теплообмена воздухоподогревателя:

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t} = \frac{2 \cdot 10^5}{23,09 \cdot 117} = 73,8 \text{ м}^2.$$

Общее число труб определяем по расходу дымовых газов по формуле:

$$n = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot v_1} = \frac{4 \cdot 0,999}{0,669 \cdot 3,14 \cdot 0,041^2 \cdot 20} = 57.$$

Находим длину трубы в одном ходе:

$$l_1 = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n} = \frac{73,8}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,041 \cdot 57} = 5,03 \text{ м.}$$

Полная длина трубы $l = 2 \cdot l_1 = 2 \cdot 5,03 = 10,06 \text{ м.}$

Живое сечение для прохода воздуха:

$$f = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,897}{0,85 \cdot 2} = 0,53 \text{ м}^2.$$

Число труб, расположенных в ряд поперек потока, равно:

$$n_1 = \frac{f}{l_1 \cdot (S_1 - d_2)} = \frac{0,53}{5,03 \cdot (1,3 \cdot 0,045 - 0,045)} = 8.$$

Тогда число труб, расположенных вдоль потока (рядов), составит:

$$n_2 = \frac{n}{n_1} = \frac{57}{8} = 8.$$

Общее число труб в этом случае составит 64, что больше требуемого 57, поэтому целесообразно сделать по 7 труб в каждом четном ряду, т.е. уменьшить число труб на 4 и получим общее число труб 60, тем самым будем иметь 5 % запас мощности.

Гидромеханический расчет. Определяем гидравлические сопротивления первичного теплоносителя (для внутри трубного пространства).

Сопротивление трения Δp_{m1} , Па, вычисляется по формуле (5.1):

$$\Delta p_{\tau 1} = \xi_1 \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \frac{\rho}{d_1} \cdot \frac{\rho_{ж1} \cdot v_1^2}{2}$$

Коэффициент сопротивления трения по формуле (5.2):

$$\xi_1 = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст}}}{\text{Pr}_{\text{ж}}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(2,0194 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{0,65}{0,658} \right)^{0,33} = 0,0264.$$

Сопротивление трения:

$$\Delta p_{\tau 1} = 0,0264 \cdot \frac{10,05}{0,041} \cdot \frac{0,67 \cdot 20^2}{2} = 871,4 \text{ Па.}$$

Определим потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}} \cdot \frac{\rho_{ж1} \cdot v_1^2}{2}$$

Величина коэффициента местного сопротивления $\xi_{\text{м1}}$ зависит от вида местного сопротивления [1, 3] (Приложение 2):

- входная и выходная камеры (удар и поворот) $\xi_{\text{м1}} = 2 \cdot 1,5 = 3$.

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{м1}} = 3 \cdot \frac{0,67 \cdot 20^2}{2} = 401,6 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление первичного теплоносителя:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\tau 1} + \Delta p_{\text{м1}} = 871,4 + 401,6 = 1273 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для перемещения первичного теплоносителя:

$$N_1 = \frac{\Delta p_1 \cdot G_1}{\rho_{ж1} \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{1273 \cdot 0,999}{0,67 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 3,8 \text{ кВт.}$$

Определяем гидравлическое сопротивление вторичного теплоносителя (для межтрубного пространства).

Сопротивление трения определяется по формуле:
$$\Delta p_{\tau 2} = \xi_2 \cdot \frac{\rho_{ж2} \cdot v_2^2}{2}, \text{ Па.}$$

Коэффициент сопротивления трения ξ_2 при поперечном обтекании пучка труб находят по формуле (5.4):

$$\xi_2 = (4 + 6,6 \cdot m) \cdot \text{Re}_2^{-0,28} = (4 + 6,6 \cdot 9 \cdot 2) \cdot 3237^{-0,28} = 11,40,$$

где $m = 2 \cdot n_2$ – число (рядов) труб по направлению движения теплоносителя.

Потери давления на трение при движении воздуха:

$$\Delta p_{\tau 2} = 11,4 \cdot \frac{0,897 \cdot 2^2}{2} \cdot 2 = 38,9 \text{ Па.}$$

Определяем потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{м}2} = \xi_{\text{м}2} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}2} \cdot v_2^2}{2}.$$

Величина коэффициента местного сопротивления $\xi_{\text{м}2}''$ зависит от вида местного сопротивления (Приложение 2):

- входная и выходная камеры (удар и поворот) $\xi_{\text{м}2}' = 2 \cdot 1,5 = 3$;

- поворот на угол 180° из одной секции в другую через промежуточную камеру $\xi_{\text{м}2}'' = 2,5$.

Суммарный коэффициент местного сопротивления:

$$\xi_{\text{м}2} = \xi_{\text{м}2}' + \xi_{\text{м}2}'' = 3 + 2,5 = 5,5.$$

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{м}2} = 5,5 \cdot \frac{0,897 \cdot 2^2}{2} = 9,39 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление вторичного теплоносителя:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\tau 2} + \Delta p_{\text{м}2} = 38,9 + 9,4 = 48,3 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для перемещения вторичного теплоносителя:

$$N_2 = \frac{\Delta p_2 \cdot G_2}{\rho_{\text{ж}2} \cdot \eta \cdot 10^3} = 101,6 \text{ Вт.}$$

Гидравлическое сопротивление пароводяных подогревателей по межтрубному пространству при конденсации пара на пучке вертикальных или горизонтальных трубок, как правило, не определяется. Величина такого сопротивления при нормальной эксплуатации теплообменных аппаратов, работающих с небольшими скоростями греющего пара – до 10 м/с в межтрубном пространстве, очень мала [6].

Для вторичного теплоносителя (вода) потери давления Δp_2 состоят из сопротивления трения $\Delta p_{\tau 2}$ и местных сопротивлений Δp_{m2} , Па:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\tau 2} + \Delta p_{m2}.$$

Коэффициент сопротивления трения:

$$\xi_2 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{ж2}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{ст2}}{\text{Pr}_{ж2}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(2,93 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{2,03}{2,98} \right)^{0,33} = 0,0277.$$

$$\Delta p_{\tau 2} = \xi_2 \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho_{ж2} \cdot v_2^2}{2} = 0,0277 \cdot \frac{1,5}{0,014} \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} \cdot 4 = 5841 \text{ Па.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{m2} = \xi_{m2} \cdot \frac{\rho_{ж2} \cdot v_2^2}{2}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений равны (Приложение 2):

- удар и поворот потока во входной и выходной камерах $\xi'_{m2} = 2 \cdot 1,5 = 3$;
- вход воды из камер в трубки и выход из трубок в камеры $\xi''_{m2} = 8 \cdot 1 = 8$;
- поворот на угол 180° в камерах $\xi'''_{m2} = 3 \cdot 2,5 = 7,5$.

Суммарный коэффициент местных сопротивлений равен:

$$\xi_{m2} = \xi'_{m2} + \xi''_{m2} + \xi'''_{m2} = 3 + 8 + 7,5 = 18,5.$$

Местные сопротивления:

$$\Delta p_{m2} = 18,5 \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} = 9095 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление вторичного теплоносителя:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\tau 2} + \Delta p_{m2} = 5841 + 9095 = 14936 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для перемещения теплоносителя:

$$N_2 = \frac{\Delta p_2 \cdot G_2}{\rho_{ж2} \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{14936 \cdot 8,8}{983,2 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 0,267 \text{ кВт.}$$

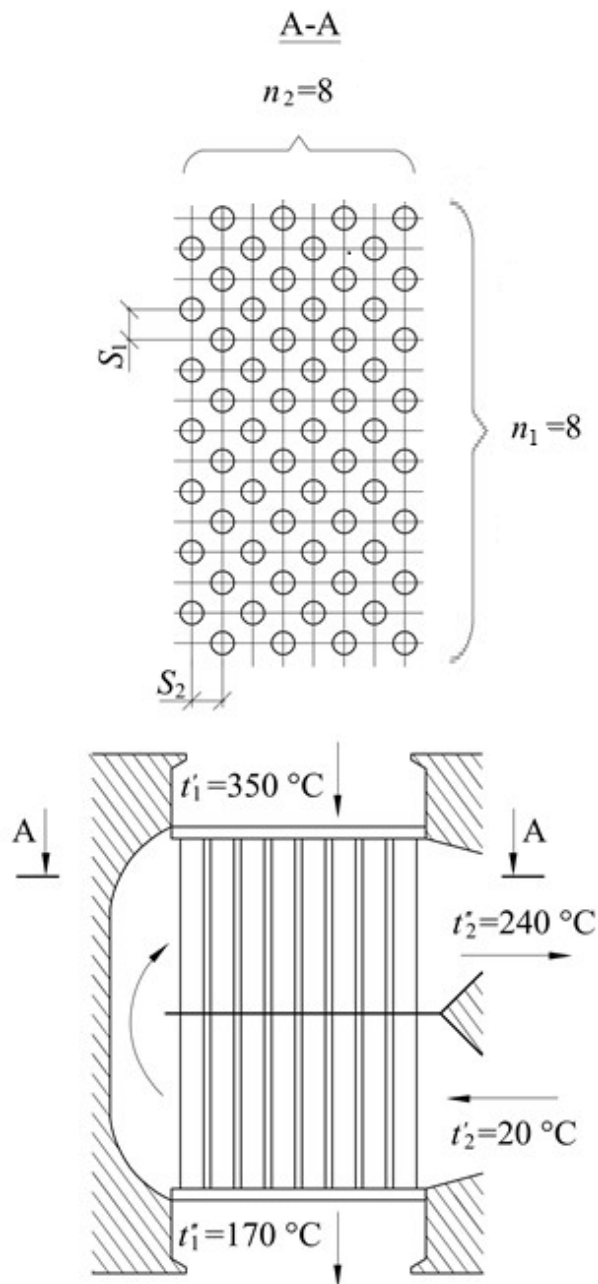


Рисунок 7 – Теплообменник – воздухоподогреватель

Пример 3. Определить величину поверхности теплообмена и основные размеры вертикального четырехходового кожухотрубного теплообменника, предназначенного для нагрева воды от $t'_2 = 30 \text{ °C}$ до $t''_2 = 90 \text{ °C}$. Вода движется внутри латунных трубок (коэффициент теплопроводности $\lambda = 102 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$) диаметром $d_2/d_1 = 16/14 \text{ мм}$, со скоростью $v_2 = 1 \text{ м/с}$. Сухой насыщенный водя-

ной пар давлением $p_{\text{нас}} = 0,143$ МПа движется со скоростью $v_1 = 10$ м/с конденсируется на внешней поверхности трубок. Количество передаваемой теплоты $Q = 2200$ кВт. Потери теплоты в окружающую среду не учитывать.

Тепловой расчет. Греющий водяной пар давлением $p = 0,143$ МПа по таблице Приложения 11 имеет температуру насыщения $t_s = 110$ °С и удельную энтальпию $i' = 2691,4$ кДж/кг, энтальпия конденсата $i'' = 461,4$ кДж/кг [5, 7] .

Определяем расход первичного теплоносителя:

$$G_1 = \frac{Q}{i' - i''} = \frac{2200}{2691,4 - 461,4} = 0,987 \text{ кг/с.}$$

Определяем расход вторичного теплоносителя:

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{2200}{4,187 \cdot (90 - 30)} = 8,8 \text{ кг/с, где } c_{p2} = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)} - \text{теп-}$$

лоемкость воды при средней температуре $t_2 = 60$ °С, таблица Приложения 10.

Для расчета коэффициента теплоотдачи к внешней поверхности трубки при конденсации пара надо знать температуру внешней поверхности стенки и высоту трубок. Эти значения неизвестны, поэтому расчет проводим методом последовательных приближений.

Определяем среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_s - t_2'}{t_s - t_2''}} = \frac{90 - 30}{\ln \frac{110 - 30}{110 - 90}} = 43,3 \text{ °С.}$$

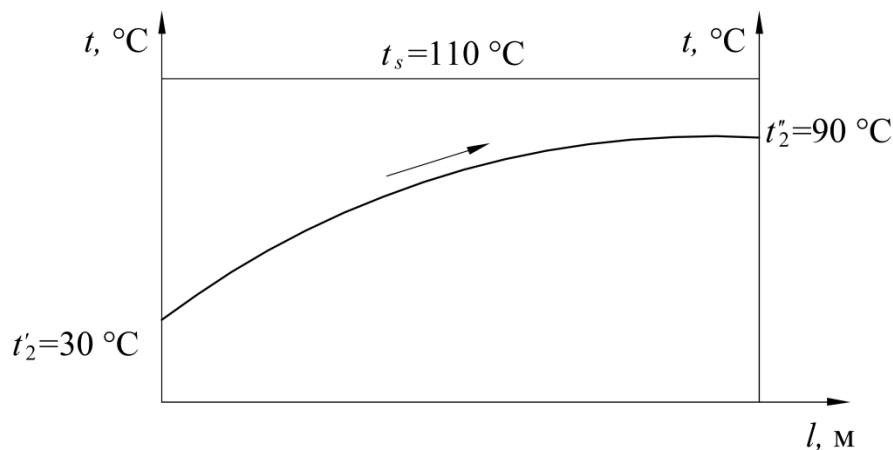


Рисунок 8 – Распределение температуры при теплообмене (в условиях примера 3)

Задаемся температурой стенки в первом приближении:

$$t_{\text{ст}} \cong t_s - \frac{\Delta t_{\text{ср}}}{2} = 110 - \frac{43,3}{2} \cong 88 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задаёмся высотой трубок $H = 2$ м. Приведённая высота трубки:

$$Z = H \cdot \Delta t \cdot A, \text{ где: } \Delta t = t_s - t_{\text{ст}}.$$

При $t_s = 110$ °C по формулам (4.26), (4.27) или из таблицы Приложения 13 или 8-1 [5], определим: $A = 60,7$ Вт/(м·°C), $B = 6,93 \cdot 10^{-3}$ м/Вт.

$$Z = \frac{\Delta t_{\text{ср}}}{2} \cdot H \cdot A = \frac{43,3}{2} \cdot 2 \cdot 60,7 = 2617,5 > 2300$$

Течение пленки конденсата – турбулентное. При пленочной конденсации сухого насыщенного пара и смешанном режиме течения пленки конденсата средний по длине коэффициент теплоотдачи определяют по формуле (4.27):

при $t_s = 110$ °C, $Pr_1 = 1,80$; при $t_{\text{ст}} = 88$ °C, $Pr_{\text{ст}} = 2,0$.

$$Re_1 = \left[253 + 0,069 \cdot \left(\frac{1,8}{2} \right)^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \cdot (2617,5 - 2300) \right]^{4/3} = 1814,8.$$

$$\text{Поправка на волновое течение } \varepsilon_v = \left(\frac{Re_1}{4} \right)^{0,04} = 1,28.$$

Учитывая, что $Re_1 = \alpha \cdot H \cdot \Delta t \cdot B$, находим:

$$\alpha_1 = \frac{Re_1}{\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{2} \cdot H \cdot B} = \frac{1814,8 \cdot 2}{43,3 \cdot 2 \cdot 6,93 \cdot 10^{-3}} = 7733 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Определим коэффициент теплоотдачи к воде. Среднеарифметическая температура воды равна $t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{30 + 90}{2} = 60$ °C.

Число Рейнольдса для вторичного теплоносителя (вода)

$$Re_{\text{ж2}} = \frac{1 \cdot 0,014}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 2,93 \cdot 10^4.$$

Режим движения воды турбулентный, поэтому число Нуссельта рассчиты-

тывают по формуле:
$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_{ж2}^{0,8} \cdot Pr_{ж2}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25}$$
.

Перепад температур по толщине стенки оцениваем в 1 °С, тогда:

$$t_{ст2} \cong t_{ст1} - 1 \cong 88 - 1 \cong 87 \text{ и } Pr_{ст2} \cong 2,04,$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot (2,93 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \cdot \left(\frac{2,98}{2,04} \right)^{0,25} = 138,26;$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{ж2}}{d_1} = 138,26 \cdot \frac{0,659}{1,4 \cdot 10^{-3}} = 6508 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}.$$

Коэффициент теплопередачи от пара к воде определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5770} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{102} + \frac{1}{6510}} = 3415 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}.$$

Средняя плотность теплового потока равна:

$$q = k \cdot \Delta t_{cp} = 3305 \cdot 43,3 = 147,8 \text{ кВт/м}^2.$$

Поверхность теплообмена в первом приближении:

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{2200}{143} = 14,88 \text{ м}^2.$$

Число трубок в одном ходе:

$$n = \frac{4 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot v_2} = \frac{4 \cdot 8,8}{983,2 \cdot 3,14 \cdot (1,4 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 1} = 58$$

Число ходов 4 и всего трубок $n = 4 \cdot 58 = 232$.

Высота трубок в первом приближении:

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{cp} \cdot n} = \frac{14,88}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 232} = 1,36 \text{ м}.$$

Температура стенок трубок:

$$t_{ст1} = t_s - \frac{q}{\alpha_1} = 110 - \frac{143 \cdot 10^3}{7733} = 91,5 \text{ °С};$$

$$t_{\text{ст}2} = t_{\text{ст}1} - \frac{q}{\lambda_{\text{лам}}} \cdot \delta = 91,5 - \frac{143 \cdot 10^3}{102} \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 90,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Полученные значения величин $t_{\text{ст}1}$, $t_{\text{ст}2}$ отличаются менее чем на 10 %, а высота H отличается на 32 %, поэтому производим повторный расчет.

Повторный расчет. Принимаем $H = 1,5$ м, $t_{\text{ст}1} = 91$ °С, $t_{\text{ст}2} = 90$ °С.

Пусть приведенная высота поверхности (длина трубки) равна:

$$Z = H \cdot \Delta t \cdot A = (110 - 88) \cdot 1,5 \cdot 60,7 = 2298 < 2300.$$

Режим течения пленки конденсата ламинарный, поэтому расчет ведем по формуле (4.27):

$$\text{Re}_1 = 3,8 \cdot Z^{0,78} = 3,8 \cdot 2298^{0,78} = 1591;$$

$$\alpha_1 = \frac{\text{Re}_1}{\Delta t \cdot H \cdot B} = \frac{1591}{22 \cdot 1,5 \cdot 6,95 \cdot 10^{-3}} = 6744 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Для вторичного теплоносителя при $t_{\text{ст}2} = 90$ °С, $\text{Pr}_{\text{ст}} = 1,97$:

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{ж}2}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}2}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}2}}{\text{Pr}_{\text{ст}2}} \right)^{0,25};$$

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot (2,93 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \cdot \left(\frac{2,98}{1,97} \right)^{0,25} = 139,45$$

Определим коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}2}}{d_1} = 139,45 \cdot \frac{0,659}{1,4 \cdot 10^{-3}} = 6564 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи равен:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6120} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{102} + \frac{1}{6550}} = 3221 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Средняя плотность теплового потока: $q = k \cdot \Delta t_{\text{cp}} = 3221 \cdot 43,3 = 139 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{2200}{39} = 15,78 \text{ м}^2.$$

Поверхность теплообмена:

Число трубок в одном ходе 58; всего количество трубок $n = 4 \cdot 58 = 232$ сохраняется прежним.

Высота трубок во втором приближении:

$$H = \frac{F}{\pi^2 \cdot d_{\text{ср}} \cdot n} = \frac{15,78}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 232} = 1,44 \text{ м.}$$

Определим температуру стенок трубок:

$$t_{\text{ст1}} = t_s - \frac{q}{\alpha_1} = 110 - \frac{139 \cdot 10^3}{6210} = 89,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - \frac{q}{\lambda_{\text{лат}}} \cdot \delta = 89,3 - \frac{139 \cdot 10^3}{102} \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 88 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Совпадение полученных значений с ранее принятыми лежит в пределах точности расчета в 10 %, таким образом, окончательно принимаем $F = 15,8$ м и $H = 1,5$ м. Определяем внутренний диаметр корпуса теплообменника:

$$D_{\text{в}} = 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}}, \text{ мм.}$$

В данном случае выбираем шаг труб $S = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 16 = 24$ мм и коэффициент заполнения трубной решетки $\eta = 0,6$:

$$D_{\text{в}} = 1,1 \cdot 24 \cdot \sqrt{\frac{232}{0,6}} = 520 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры патрубков:

$$d_{\text{п}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G_1}{\rho_1 \cdot v_1 \cdot \tau}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{0,99}{0,826 \cdot 10 \cdot 1}} = 0,39 \text{ м;}$$

- парового

$$d_{\text{в}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2 \cdot \tau}} = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{8,8}{983,2 \cdot 1 \cdot 1}} = 0,108 \text{ м.}$$

- водяного

Полученные значения диаметров патрубков следует округлить до ближайших стандартных размеров.

Гидромеханический расчет. Гидравлическое сопротивление пароводяных подогревателей по межтрубному пространству при конденсации пара на пучке вертикальных или горизонтальных трубок, как правило, не определяется. Величина такого сопротивления при нормальной эксплуатации теплообменных аппаратов, работающих с небольшими скоростями греющего пара – до 10 м/с в межтрубном пространстве, очень мала [6].

Для вторичного теплоносителя (вода) потери давления Δp_2 состоят из сопротивления трения $\Delta p_{\text{т2}}$ и местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м2}}$, Па: $\Delta p_2 = \Delta p_{\text{т2}} + \Delta p_{\text{м2}}$.

Коэффициент сопротивления трения:

$$\xi_2 = \frac{0,3164}{\text{Re}_{ж2}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{ст2}}{\text{Pr}_{ж2}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(2,93 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{2,03}{2,98} \right)^{0,33} = 0,0277.$$

$$\Delta p_{\tau 2} = \xi_2 \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho_{ж2} \cdot v_2^2}{2} = 0,0277 \cdot \frac{1,5}{0,014} \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} \cdot 4 = 5841 \text{ Па.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{м}2} = \xi_{\text{м}2} \cdot \frac{\rho_{ж2} \cdot v_2^2}{2}$.

Коэффициенты местных сопротивлений равны (Приложение 2):

- удар и поворот потока во входной и выходной камерах $\xi'_{\text{м}2} = 2 \cdot 1,5 = 3$;

- вход воды из камер в трубки и выход из трубок в камеры $\xi''_{\text{м}2} = 8 \cdot 1 = 8$;

- поворот на угол 180° в камерах $\xi'''_{\text{м}2} = 3 \cdot 2,5 = 7,5$.

Суммарный коэффициент местных сопротивлений равен:

$$\xi_{\text{м}2} = \xi'_{\text{м}2} + \xi''_{\text{м}2} + \xi'''_{\text{м}2} = 3 + 8 + 7,5 = 18,5.$$

Местные сопротивления:

$$\Delta p_{\text{м}2} = 18,5 \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} = 9095 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление вторичного теплоносителя:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\tau 2} + \Delta p_{\text{м}2} = 5841 + 9095 = 14936 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для перемещения теплоносителя:

$$N_2 = \frac{\Delta p_2 \cdot G_2}{\rho_{ж2} \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{14936 \cdot 8,8}{983,2 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 0,267 \text{ кВт.}$$

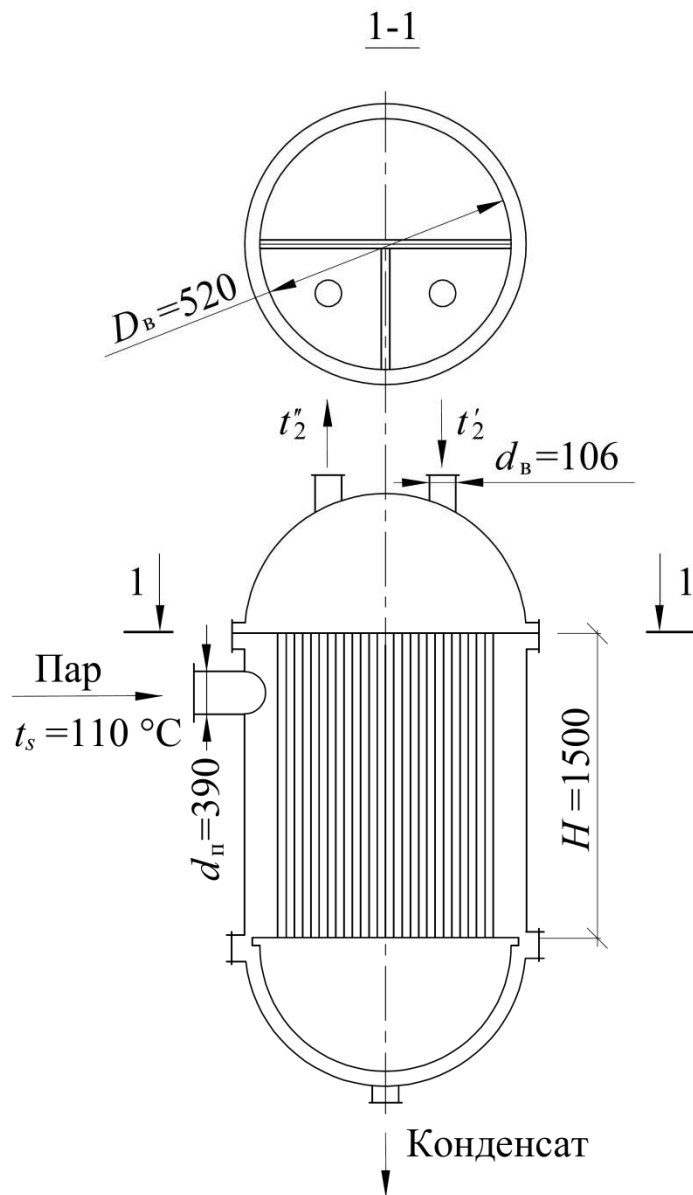


Рисунок 9 – Пароводяной подогреватель (к примеру № 3)

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1. По каким признакам классифицируют современные рекуперативные теплообменные аппараты?
2. Укажите основные особенности кожухотрубчатых теплообменников.
3. Особенности устройства спиральных теплообменников.
4. Основные принципы работы регенеративных теплообменников.
5. По каким конструктивным признакам различают типы теплообменников смешения?
6. Приведите основные принципы конструирования теплообменных аппаратов.
7. Какими критериями следует руководствоваться при выборе труб в конструкции теплообменных аппаратов?
8. Какие имеются компоновочные варианты расположения труб в корпусе теплообменного аппарата?
9. Какие типы тепловых расчетов теплообменных аппаратов Вы знаете?
10. Приведите зависимость, используемую для определения среднего температурного напора.
11. Напишите формулу для определения коэффициента теплопередачи поверхности теплообменника.
12. Как определить критерии Прантля и Грасгофа?
13. Приведите основные зависимости при определении теплоотдачи при обтекании пластины.
14. Укажите основы проведения гидромеханического расчета теплообменных аппаратов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев, В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей / В.А. Андреев. – Л.; Энергия, 1971. – 152 с.
2. Богословский В.Н. Отопление и вентиляция / В.Н. Богословский, Б.Д. Кимаков, В.И. Новожилов, В.П. Титов. – Учеб. для вузов. В 2-х ч. Ч.2 Вентиляция. Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
3. Вукалович М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.П. Рывкин, А.А. Александров. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 408 с.
4. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
5. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 262 с.
6. Левин, Б.И. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения / Б.И. Левин, Е.П. Шубин. – М.; Л.: Энергия, 1965. – 256 с.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева – Изд. 3-е, – М.: Энергия, 2010. – 344 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1 (начало)

Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные ГОСТ 8734-75

Наружный диаметр d_n , мм	Масса 1 м труб, кг, при толщине стенки, мм							
	1,0	2,0	2,5	3	3,5	4	4,5	5,0
	Тонкостенные				Толстостенные			
42	1,011	1,973	2,435	2,885	3,323	3,749	4,162	4,562
45	1,085	2,121	2,620	3,107	3,535	4,044	4,495	4,932
57	1,381	2,713	3,360	3,995	4,618	5,228	5,826	6,412
60	1,455	2,861	3,545	4,217	4,877	5,524	6,159	6,782
65	1,578	3,107	3,853	4,587	5,308	6,017	6,714	7,398
70	1,702	3,354	4,162	4,957	5,740	6,511	7,269	8,015
76	1,850	3,650	4,532	5,401	6,258	7,103	7,935	8,755
83	-	3,995	4,963	5,919	6,862	7,793	8,712	9,618
89	-	4,291	5,333	6,363	7,380	8,385	9,378	10,358
95	-	4,587	5,703	6,867	7,898	8,977	10,043	11,098
108	-	5,228	6,504	7,768	9,020	10,259	11,486	12,701

Приложение 1 (окончание)

Трубы стальные бесшовные горячедеформированные ГОСТ 8732-78

Наружный диаметр d_n , мм	Масса 1 м труб, кг, при толщине стенки, мм						
20	1,08	1,12	1,19	1,26	1,33	1,42	1,58
25	1,39	1,44	1,53	1,63	1,72	1,86	2,07
30	1,70	1,76	1,88	2,00	2,12	2,29	2,57
38	2,19	2,27	2,43	2,59	2,75	2,98	3,35
50	2,93	3,04	3,26	3,48	3,69	4,01	4,54
60	-	-	-	4,22	4,48	4,88	5,52
76	-	-	-	5,40	5,74	6,26	7,10

Приложение 2

Коэффициенты местного сопротивления ζ отдельных элементов теплообменного аппарата

№ п/п	Наименование детали	ζ
1	Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
2	Поворот на 180° из одной секции в другую через промежуточную камеру	2,5
3	Поворот на 180° через колено в секционных подогревателях	2,0
4	Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
5	Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
6	Поворот на 180° в V – образных трубах	0,5
7	Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5
8	Переход из одной секции в другую (межтрубный поток)	2,5
9	Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0
10	Круглые змеевики (n – число витков)	0,5
11	Угольник 90°	1,0...2,0

Приложение 3

Порядок величин α для разных случаев конвективного теплообмена (ориентировочные значения)

Газы при естественной конвекции и атмосферном давлении	$\alpha = 5 \dots 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Газы при движении в трубах или между ними при атмосферном давлении	$\alpha = 30 \dots 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Вода при естественной конвекции	$\alpha = 300 \dots 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Вода при движении по трубам или между ними	$\alpha = 1000 \dots 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Вязкие жидкости при движении по трубам	$\alpha = 200 \dots 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Кипящая вода (пузырчатое кипение)	$\alpha = 2000 \dots 25000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Пленочная конденсация водяного пара	$\alpha = 4000 \dots 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Капельная конденсация водяного пара	$\alpha = 30000 \dots 120000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$
Конденсация паров органических жидкостей	$\alpha = 500 \dots 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$

Приложение 4

Данные к расчету водоводяных теплообменников типа «труба в трубе»

Цифры зачетной книжки	t'_1 , °C	t''_1 , °C	$\lambda_{ст}$, Вт/м·К	t'_2 , °C	t''_2 , °C	Q , кВт	d_2 / d_1 , мм	D_2 / D_1 , мм	l , м
0	100	50	50	10	40	100	38/34	57/51	1,5
1	105	65	50	15	45	105	45/41	76/71	1,8
2	110	60	50	20	50	110	57/51	89/81	2,0
3	115	70	50	10	50	115	76/71	108/102	2,2
4	120	70	50	22	65	120	45/41	89/81	2,5
5	125	75	50	20	60	125	57/51	108/102	2,8
6	130	80	50	15	55	110	45/41	57/51	3,0
7	135	95	50	20	50	115	38/34	76/71	4,0
8	90	50	50	5	35	90	27/23	45/41	1,5
9	95	55	50	10	40	95	38/34	57/51	2,0

Примечание: параметры t'_1 , t''_1 , t'_2 , t''_2 , $\lambda_{ст}$, Q следует выбирать по последней цифре номера зачетной книжки. Величины d_2 / d_1 , D_2 / D_1 , l следует выбирать по предпоследней цифре номера зачетной книжки.

Приложение 5

Данные к расчету газоздушных теплообменников

Цифры зачетной книжки	t'_1 , °C	t''_1 , °C	$\lambda_{ст}$, Вт/м·К	t'_2 , °C	t''_2 , °C	Q , кВт	d_2 / d_1 , мм	W_1 , м/с	W_2 , м/с
0	20	80	45	350	170	290	57/51	14	5
1	25	105	45	360	180	300	45/41	15	6
2	30	110	45	370	190	310	76/71	12	7
3	35	125	45	380	190	380	89/81	14	8
4	40	130	45	390	160	370	57/51	15	9
5	15	115	45	340	150	360	45/41	15	8
6	10	90	45	330	140	350	76/71	13	5
7	5	105	45	320	130	320	89/81	16	6
8	45	145	45	400	200	330	45/41	12	6
9	50	150	45	410	210	340	57/51	15	7

Примечание: параметры t'_1 , t''_1 , t'_2 , t''_2 , $\lambda_{ст}$, Q следует выбирать по последней цифре номера зачетной книжки. Величины d_2 / d_1 , W_1 , W_2 следует выбирать по предпоследней цифре номера зачетной книжки.

Приложение 6

Данные к расчету пароводяных теплообменников

Цифры зачетной книжки	$t'_2,$ °C	$t''_2,$ °C	$\lambda_{\text{лат}},$ Вт/м·К	$t'_1,$ °C	$t''_1,$ °C	$Q,$ кВт	$d_2 / d_1,$ мм	$W_1,$ м/с
0	20	80	102	0,143	2200	16/14	10	0,5
1	30	90	102	0,198	2300	16/14	9	0,6
2	35	95	102	0,143	2400	16/14	10	0,7
3	25	75	102	0,198	2500	16/14	8	0,8
4	15	65	102	0,27	2600	16/14	9	0,9
5	20	90	102	0,361	2700	16/14	10	1,0
6	30	80	102	0,361	2800	16/14	9	0,9
7	35	95	102	0,27	2900	16/14	8	0,8
8	25	95	102	0,143	2100	16/14	10	0,7
9	15	85	102	0,198	2200	16/14	9	0,6

Примечание: параметры $t'_1, t''_1, t'_2, t''_2, \lambda_{\text{лат}}, Q$ выбирать по последней цифре номера зачетной книжки. Величины $d_2 / d_1, W_1$ выбирать по предпоследней цифре номера зачетной книжки.

Приложение 7 (начало)

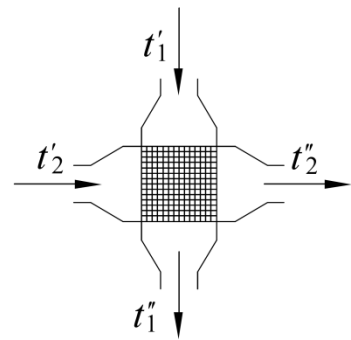
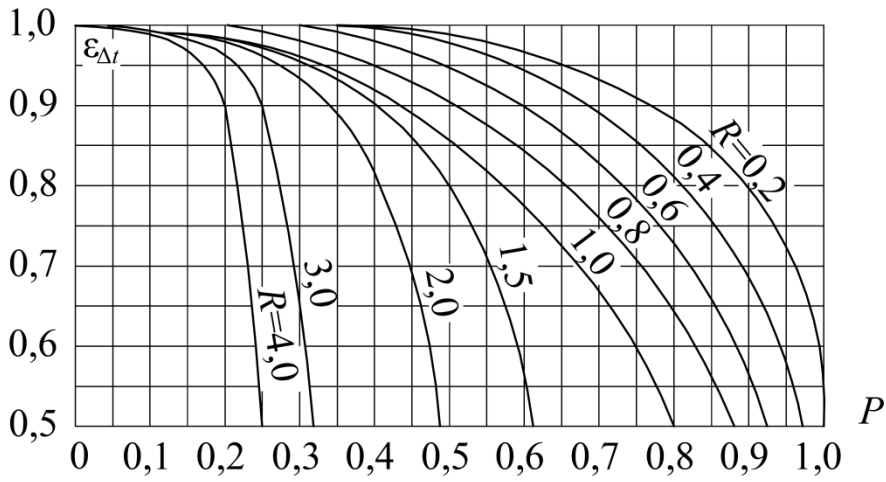


Рисунок П7.1 – Зависимость $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

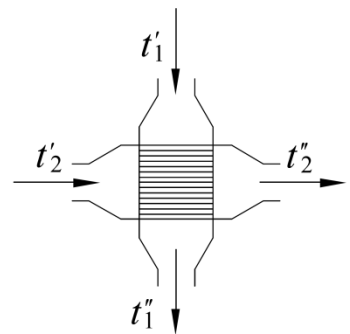
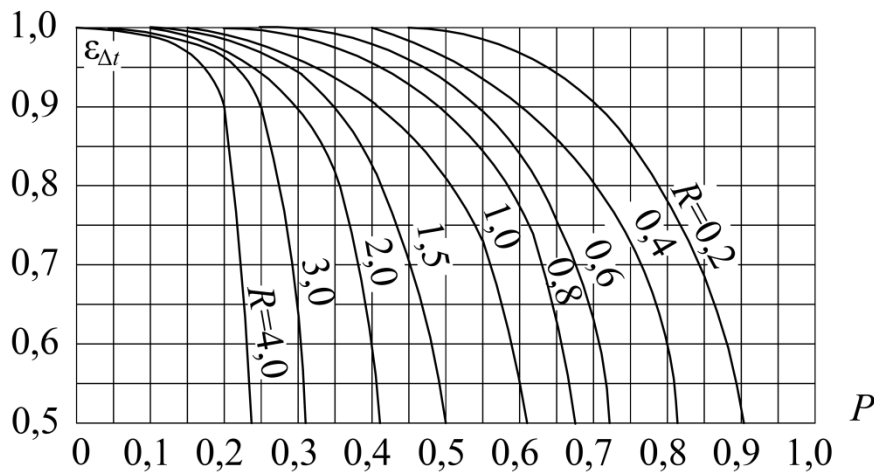


Рисунок П7.2 – Зависимость $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Приложение 7 (продолжение)

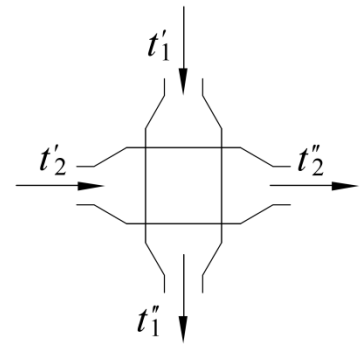
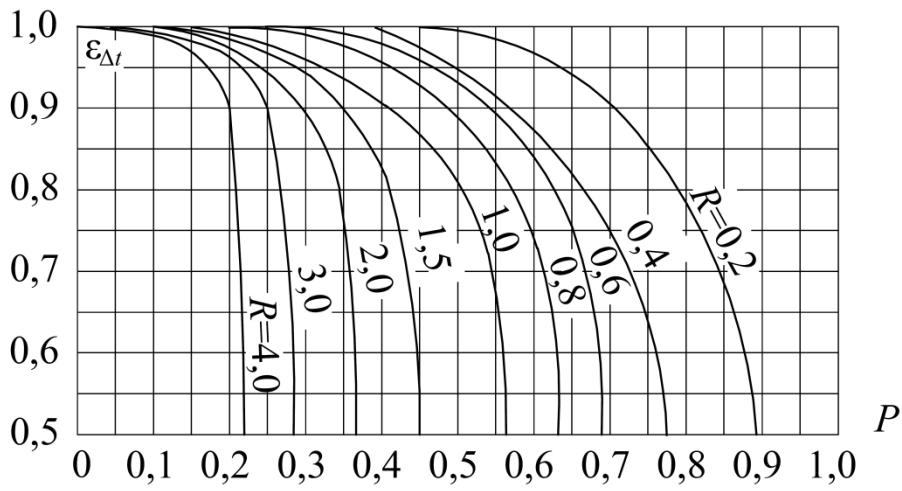


Рисунок П7.3 – Зависимость $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

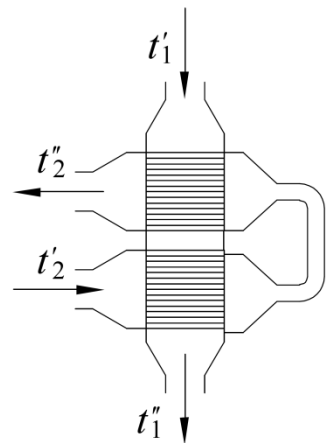
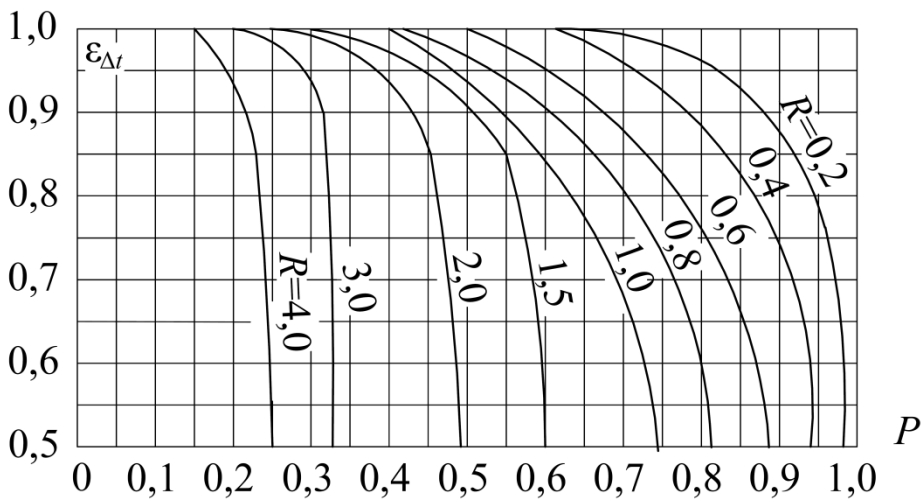


Рисунок П7.4 – Зависимость $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Приложение 7 (продолжение)

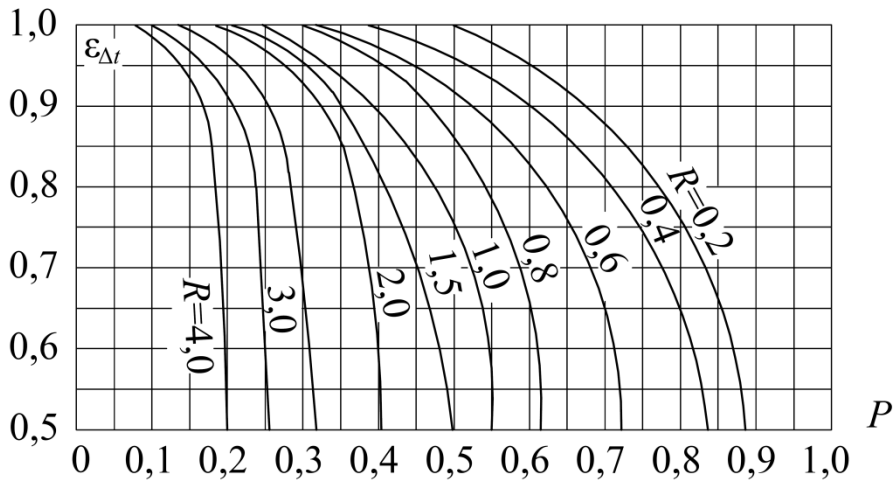


Рисунок П7.5 – Зависимость $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

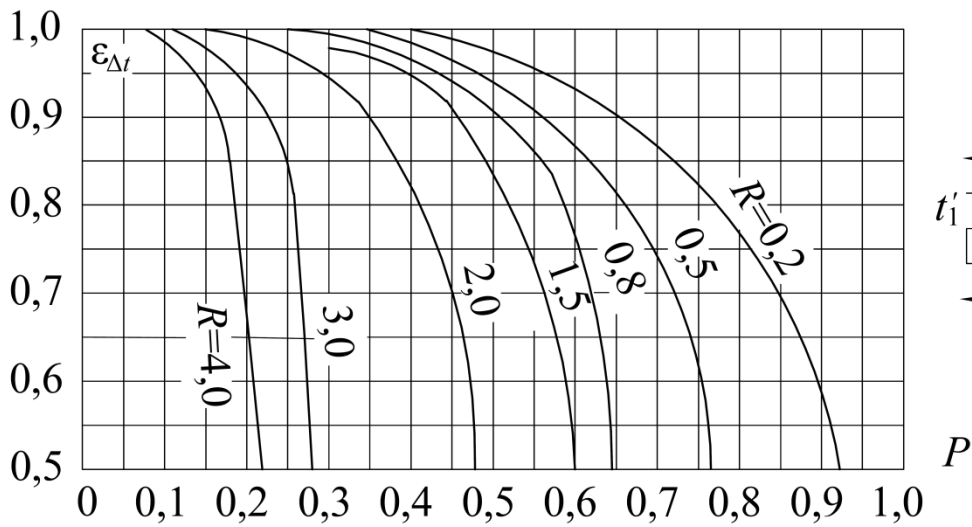


Рисунок П7.6 – Зависимость $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Приложение 7 (продолжение)

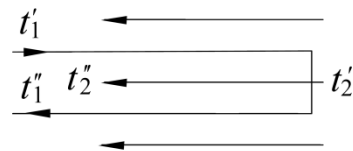
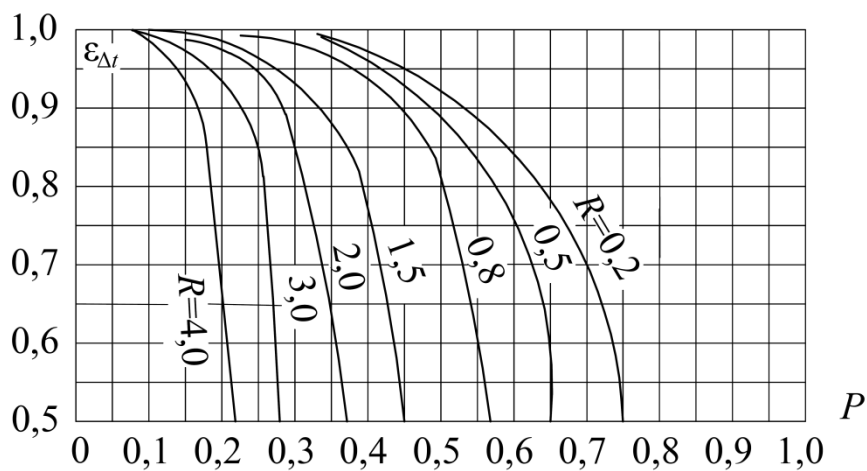


Рисунок П7.7 – Зависимость $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

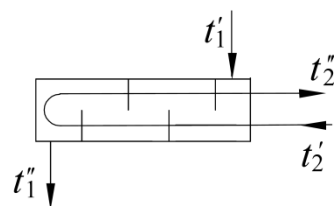
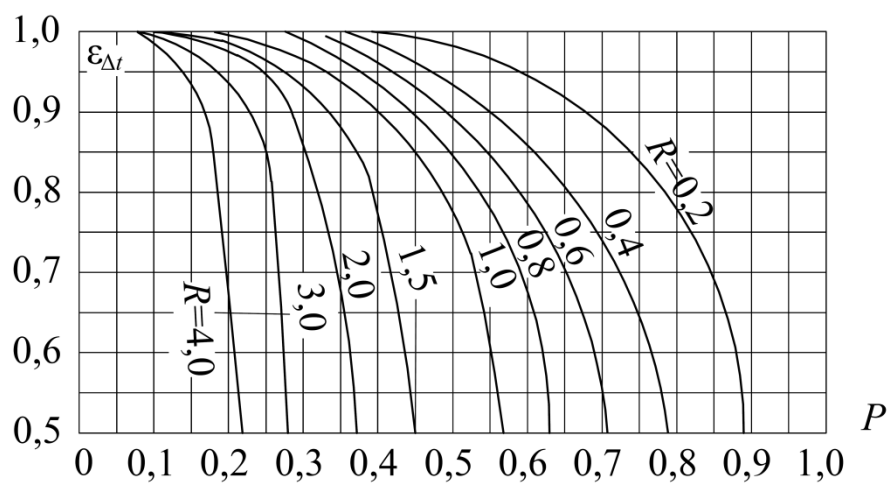


Рисунок П7.8 – Зависимость $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Приложение 7 (продолжение)

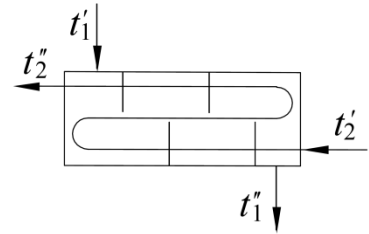
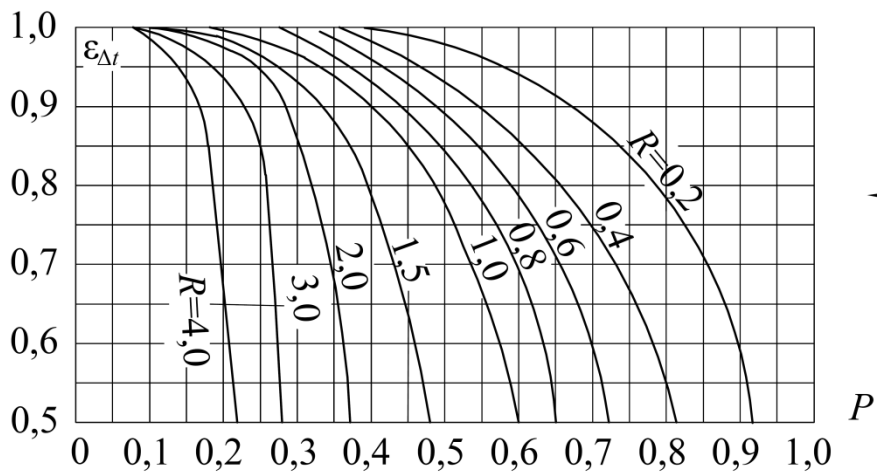


Рисунок П7.9 – Зависимость $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

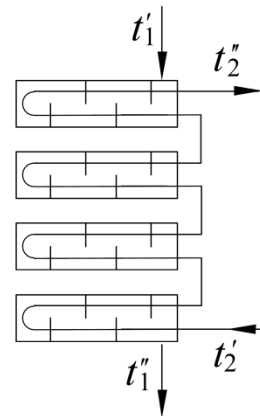
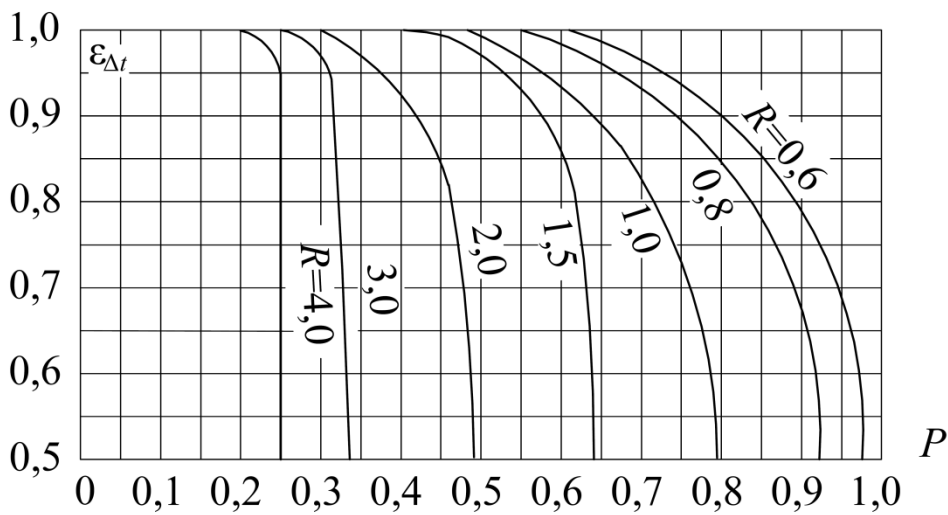


Рисунок П7.10 – Зависимость $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Приложение 7 (окончание)

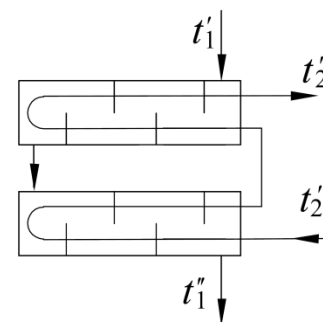
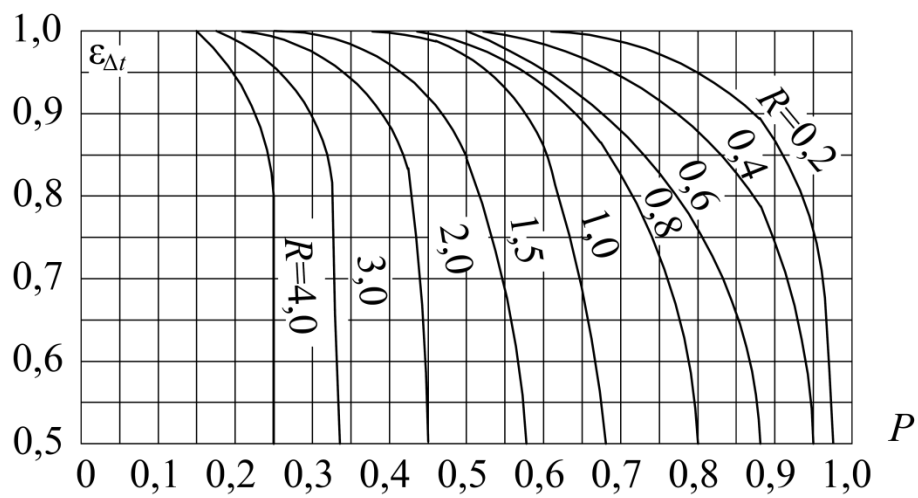


Рисунок П7.11 – Зависимость $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Приложение 8 (начало)

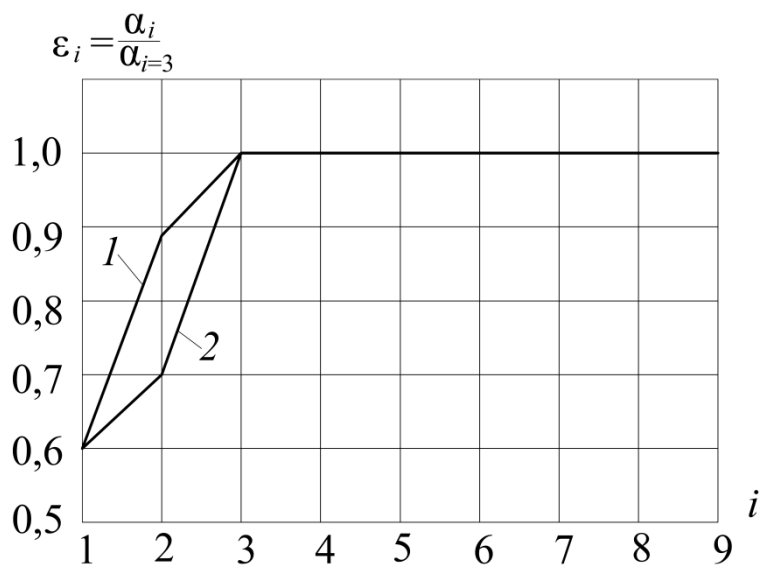


Рисунок П8.1 – К определению ε_i

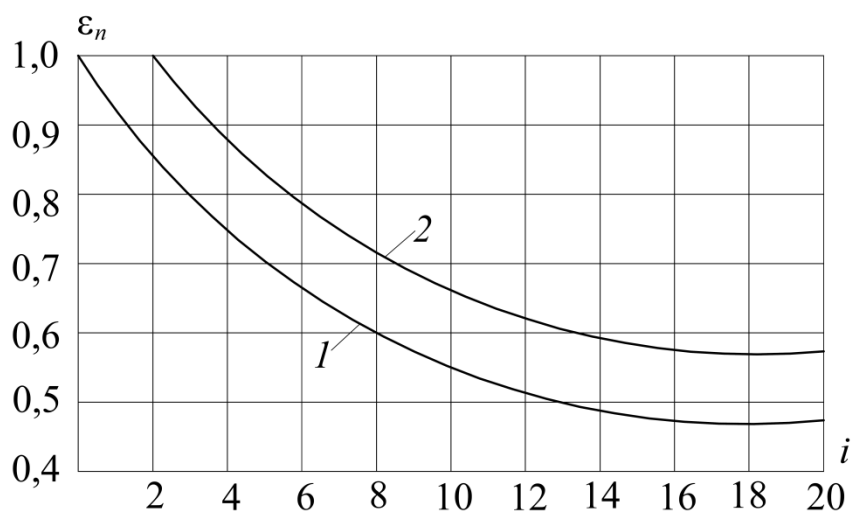


Рисунок П8.2 – К определению ε_n

Приложение 8 (окончание)

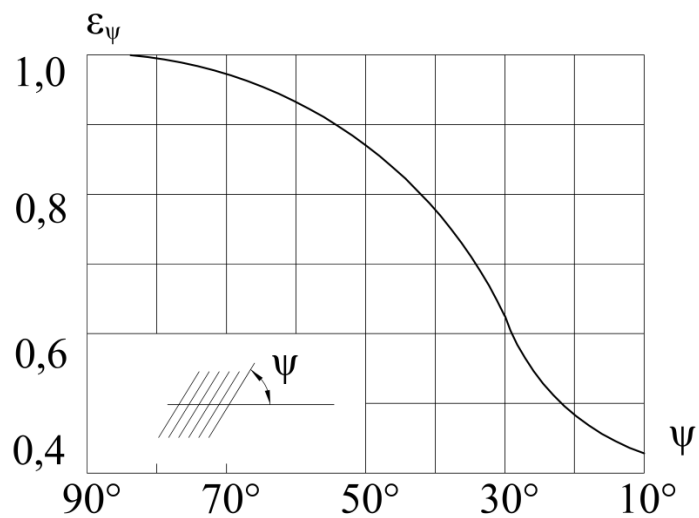


Рисунок П8.3 – К определению ϵ_ψ

Приложение 9

Физические свойства сухого воздуха ($p_B = 760$ мм.рт.ст. $\approx 1,01 \cdot 10^6$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,3	15,2	10,34	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,715
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,38	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	15,95	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,0	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,95	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,6	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,668
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	35,45	0,586
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,515	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674

Приложение 10

Физические свойства воды

t , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	i , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	756,4	13,5
10	1,015	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	741,6	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597	14,3	1004	1,006	726,9	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	712,2	5,45
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	696,5	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	676,9	3,59
60	1013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	662,2	3,03
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	643,5	2,58
80	1,013	971,8	335,0	4,196	0,669	16,3	355,1	0,365	625,9	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	607,2	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	17,1	237,4	0,252	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	17,2	217,8	0,233	528,8	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,345	0,681	17,3	173,6	0,191	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,676	17,2	162,8	0,181	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,672	17,2	153,0	0,173	422,8	1,03
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,664	17,2	144,2	0,165	400,2	0,965

Приложение 11

Физические свойства водяного пара на линии насыщения

t , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	i , кДж/кг	r , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,3	2,395	2,884	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,397	2786,4	1978,8	2,856	3,419	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,0	1766	3,881	4,290	17,75	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801	1716	4,157	4,515	18,24	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796	1661	4,467	4,800	18,83	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2709	1604	4,815	5,115	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2780	1543	5,234	5,490	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766	1476	5,694	5,830	20,59	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749	1404	6,280	6,270	21,28	0,461	2,13

Приложение 12

Физические свойства дымовых газов ($p_B = 760$ мм.рт.ст. $\approx 1,01 \cdot 10^6$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Приложение 13

Значения A и B для воды

$t_s, ^\circ\text{C}$	$A,$ $1/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3,$ м/Вт	$t_s, ^\circ\text{C}$	$A,$ $1/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3,$ м/Вт
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,06	180	150	12,90
40	И,4	2,54	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218 '	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09			

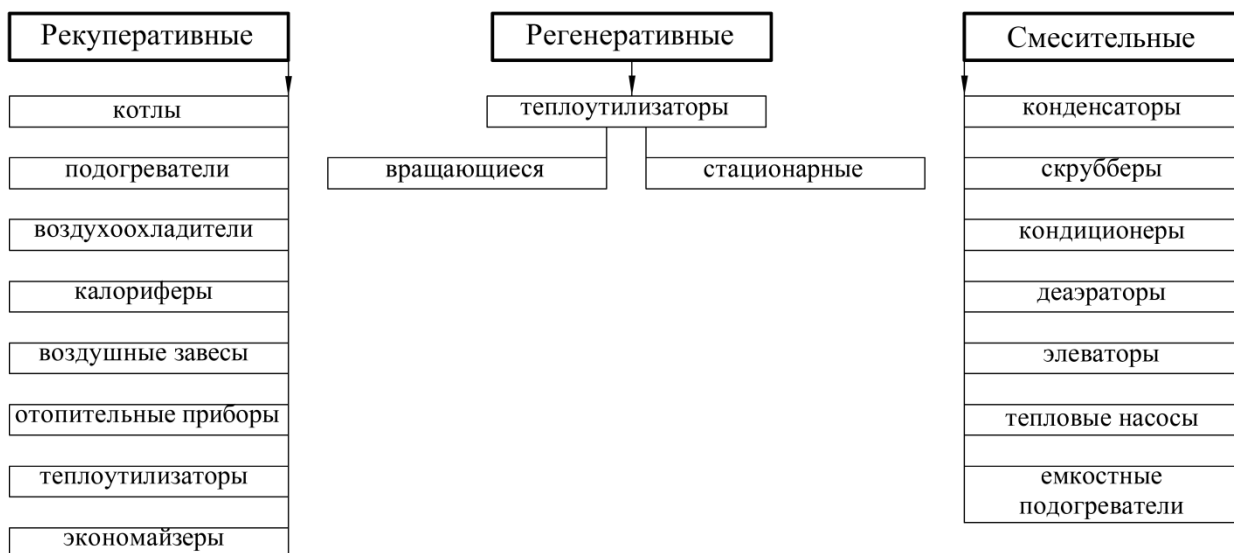
Приложение 14

Множители десятичных кратных и дольных единиц

Наименование	множитель	обозначение	
		русское	международное
экса	10^{18}	Э	E
пета	10^{15}	П	P
тера	10^{12}	Т	T
гига	10^9	Г	G
мега	10^6	М	M
кило	10^3	к	k
гекто	10^2	г	h
дека	10^1	да	da
деци	10^{-1}	д	d
санти	10^{-2}	с	c
милли	10^{-3}	м	m
микро	10^{-6}	мк	μ
нано	10^{-9}	н	n
пико	10^{-12}	п	p
фемто	10^{-15}	ф	f
атто	10^{-18}	а	a

Приложение 15

Классификация теплообменных аппаратов систем ТГВ по функциональному назначению



Болдин Владимир Петрович
Бодров Михаил Валерьевич
Грималовская Ирина Павловна
Сухов Вячеслав Васильевич

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЁТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Учебное пособие

Подписано в печать формат 60x90 1/8. Бумага газетная. Печать трафаретная.
Уч. изд. л. 9,8. Усл. печ. л. 10. Тираж 300 экз. Заказ №

Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования «Нижегородский
государственный архитектурно-строительный университет»
603000, Нижний Новгород, ул. Ильинская, 65.
Полиграфический центр ННГАСУ, 603000, Нижний Новгород, ул. Ильинская, 65
<http://www.nngasu.ru>, rector@nngasu.ru