

Е.П. БАРУЛИН, В.Н.ИСАЕВ, А.И. СОКОЛЬСКИЙ

РАСЧЕТЫ
ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебное пособие

Иваново 2009

(Федеральное агентство по образованию)
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Ивановский государственный химико-технологический университет

Е.П. Барулин, В.Н. Исаев, А.И. Сокольский

РАСЧЕТЫ
ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебное пособие

Иваново 2009

УДК 6601

Барулин, Е.П. Расчеты теплоиспользующего оборудования: учеб. пособие / Е. П. Барулин, В.Н. Исаев, А.И. Сокольский; Иван. гос. хим.–технол. ун – т. - Иваново, 2009. – 100 с. ISBN 5 – 9616 – 0205 – 2

В учебном пособии рассмотрены методики и примеры расчетов теплоиспользующих аппаратов различных отраслей промышленности. Дана их краткая характеристика, приведены справочные и каталожные данные, необходимые для выбора основных конструкций и типоразмеров теплоиспользующих аппаратов.

Предназначено для студентов всех специальностей, изучающих курс «Процессы и аппараты химической технологии» при выполнении домашних заданий, курсовых, квалификационных и дипломных работ.

Табл. 41 Ил. 25

Печатается по решению редакционно – издательского совета Ивановского государственного химико – технологического университета.

Рецензенты:

кафедра теплогазоснабжения и вентиляции Ивановского государственного архитектурно – строительного университета; кандидат технических наук А.А. Поспелов (Ивановский государственный энергетический университет)

ISBN 5 – 9616 – 0205 – 2

© Барулин Е.П., Исаев В.Н.,
Сокольский А.И., 2009

© Ивановский государственный
химико-технологический
университет, 2009

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Глава 1. Общие требования при разработке теплообменных аппаратов	5
1.1. Показатели качества и особенности эксплуатации аппаратов теплоиспользующего назначения	5
1.2. Основные требования, предъявляемые к теплоиспользующему оборудованию	6
1.3. Нормативные документы, используемые при проектировании	7
1.4. Элементы основных стадий подготовки конструкторской документации	8
Глава 2. Техническая характеристика теплообменных аппаратов	9
2.1. Классификация теплообменных аппаратов	9
2.2. Схемы тока теплоносителей	11
2.3. Конструкции кожухотрубчатых теплообменников	11
2.4. Рекуперативные теплообменники других конструкций	14
2.4.1. Секционные теплообменники и аппараты типа «труба в трубе»	14
2.4.2. Змеевиковые теплообменники	15
2.4.3. Спиральные теплообменники	16
2.4.4. Пластинчатые теплообменники	18
2.4.5. Воздухонагреватели	20
2.4.6. Оросительные теплообменники	27
2.4.7. Блочные теплообменники	28
2.4.8. Смесительные теплообменники	29
2.4.9. Выбор конструкции теплообменного аппарата	31
Глава 3. Расчеты теплоиспользующего оборудования	33
3.1. Расчет кожухотрубчатого теплообменника	33
3.2. Расчет теплообменника типа «труба в трубе»	38
3.3. Расчет тепловой изоляции теплообменного оборудования	40
3.4. Расчет спирального теплообменника	41
3.5. Расчет смесительных теплообменников	44
3.5.1. Расчет барометрического конденсатора	44
3.5.2. Расчет градирни с псевдоожиженным слоем насадки	49
Глава 4. Выпарные установки	51
4.1. Общие сведения	51
4.2. Расчеты выпарных установок	55
4.2.1. Расчет двухкорпусной выпарной установки	55
4.2.2. Расчет пленочного выпарного аппарата	65
Список литературы	68
Приложения	69

ВВЕДЕНИЕ

Теплоиспользующее оборудование является самым распространенным в различных отраслях промышленности. На него приходится свыше 40% капиталовложений и значительная доля эксплуатационных затрат. От его функционирования в большей степени зависит протекание всего технологического процесса и качество выпускаемой продукции.

Целью проектного расчета теплоиспользующего аппарата является определение его геометрической формы и размеров, при которых обеспечивается передача теплового потока, обуславливаемого техническим заданием на проектирование при минимальных капиталовложениях и эксплуатационных затратах.

При проектировании теплоиспользующего оборудования применяются самые разнообразные методы расчета, в том числе и упрощения, опирающиеся на некоторые ориентировочные, полученные экспериментально, величины.

Обоснованный выбор теплоиспользующего аппарата проводят из серии типовых по каталогу стандартного оборудования, выпускаемого промышленностью. Он включает в себя следующие основные моменты: 1- определение формы и площади теплопередающей поверхности; 2 – расчет потребляемой энергии, затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений при движении теплоносителей, определяется гидравлическим расчетом аппарата.

Выбор варианта аппарата и его оптимизация являются важным моментом проектирования, а в некоторых случаях представляют самостоятельные задачи:

- конструирование нового теплоиспользующего оборудования, не ограниченного нормализованным рядом выпускаемых аппаратов;
- поверочный расчет теплоиспользующего оборудования в связи с изменением конструктивно технологических параметров.

К сожалению, объем настоящего учебного пособия не позволяет достаточно подробно рассмотреть все варианты расчетов различного теплоиспользующего оборудования. В то же время авторы попытались рассмотреть основные задачи, возникающие при расчете теплообменников и выпарных аппаратов.

Глава 1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

1.1. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА И ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АППАРАТОВ ТЕПЛООБМЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Эффективность и современный технический уровень аппаратов химических производств определяются десятью группами показателей качества, характеризующими основные свойства оборудования (ГОСТ 22851-77). Показатели качества являются важными элементами, формирующими требования к конструкции аппарата.

1. Показатели назначения характеризуют функциональные свойства оборудования (производительность, энергозатраты) и определяются назначением аппарата.

2. Надежность, т. е. свойство оборудования сохранять во времени в установленных пределах значение всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и в условиях применения технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования (ГОСТ 27.002-83). Важнейшими свойствами, определяющими надежность технологического оборудования, следует считать безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

Безотказность предполагает непрерывную работоспособность оборудования в течение установленного времени работы.

Долговечность – срок службы оборудования до предельного физического износа.

Ремонтпригодность предполагает возможность поддержания или восстановления работоспособности путем проведения технического обслуживания и ремонтов. Показатели оценки ремонтпригодности приведены в ГОСТ 21623-76 «Термины и определения», ГОСТ 22952-78 устанавливает методы расчета этих показателей по статическим данным. Необходимые показатели ремонтпригодности должны быть обеспечены при разработке оборудования в соответствии с ГОСТ 27451-80 «Испытания на ремонтпригодность».

Сохраняемость – такая календарная продолжительность хранения и транспортирования, в течение и после которой указанные выше показатели сохраняются в установленных пределах.

3. Эргономические показатели характеризуют условия функционирования системы человек – машина (аппарат); эстетические показатели (форма, цвет, стиль) определяют совершенство его художественного облика.

4. Показатели технологичности характеризуют свойства оборудования, обуславливающие оптимальное значение затрат материалов, средств труда и времени при технологической подготовке производства, изготовлении и эксплуатации аппарата (трудоемкость изготовления аппарата, его технологическая себестоимость, удельная стоимость ремонта).

5. Показатели транспортабельности характеризует приспособленность оборудования к перемещению в пространстве, не сопровождающемуся его использованием. Такими показателями являются: средняя продолжительность и трудоемкость подготовки оборудования к транспортированию, коэффициент использования его объема и др.

6. Показатели стандартизации и унификации, например, коэффициенты применяемости, повторяемости, взаимной унификации, отражают степень использования стандартных и однотипных узлов и деталей в данном изделии.

7. Патентно – правовые показатели (показатели патентной защиты, патентной чистоты) характеризуют степень обновления технических решений, использованных во вновь проектируемом оборудовании, их патентную защиту, а также возможность его беспрепятственной реализации в Российской Федерации и за рубежом.

8. Экологические показатели определяют уровень вредных веществ, выбрасываемых в окружающую среду при эксплуатации оборудования, его хранении и транспортировании.

9. Показатели безопасности характеризуют условия безопасной эксплуатации, транспортирования и хранения оборудования.

10. Показатели качества: прогнозируемые, проектные, производственные и эксплуатационные - характеризуют показатели, указанные в техническом задании, найденные при проектировании и подтвержденные в результате контрольных испытаний в соответствующих условиях эксплуатации на конкретных предприятиях.

Существенным является учет зоны дислокации оборудования, что отражается на выборе конструкционных материалов, защитных покрытий от воздействия климатических факторов внешней среды (ГОСТ 15150-69).

1.2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕМУ ОБОРУДОВАНИЮ

1. Эффективность функционирования оборудования – большая единичная производительность с реализацией высокоинтенсивных, преимущественно непрерывных процессов, основанных на использовании новейших научных достижений с полной механизацией и автоматизацией вспомогательных операций.

2. Надежность оборудования - расчетная долговечность для аппаратов химических производств (принимают 10 – 15 лет).

3. Прочность, жесткость и устойчивость.

4. Минимальная материалоемкость и энергоемкость при заданной производительности.

5. Производственная и эксплуатационная технологичность.

6. Транспортабельность – возможность транспортирования оборудования комплектно или отдельными блоками от завода – изготовителя к месту монтажа.

7. Безопасность при эксплуатации.

8. Экологическая безопасность.

9. Патентная чистота.

10. Экономическая эффективность: превосходство технико-экономических показателей по сравнению с аналогичными существующими образцами.

1.3. НОРМАТИВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Основная нормативно-техническая документация

Вся конструкторская документация выполняется в соответствии с требованиями стандартов единых систем конструкторской (ЕСКД) и технологической (ЕСТД) документаций, единой системы допусков (ЕСДЛ), единой системы защиты от коррозии, старения материалов и изделий (ЕСЭКС), системы стандартов и безопасности труда (СОБТ).

Если проектируемое оборудование имеет в своем составе сосуды, работающие под давлением, то их изготовление, монтаж, эксплуатацию и ремонт выполняют в соответствии с «Правилами устройства и эксплуатации сосудов, работающих под давлением» (Правила Госгортехнадзора). Эти правила распространяются на сосуды и аппараты, работающие под избыточным давлением более 0,07 МПа (без учета гидростатического давления).

Стандартизация и унификация

Стандартизация оборудования – сведения о многочисленных видах изделий одинакового функционального назначения, отнесенные к ограниченному числу обязательных образцов. Стандартизованы также ряд параметров (давления, диаметры, например: фланцев, труб, штуцеров, обечаек и т.д.), нормы и методы расчета некоторых видов оборудования и отдельных элементов. Разработаны ГОСТы для наиболее совершенных конструкций аппаратов химических производств. Эти ГОСТы определяют типы аппаратов, их основные размеры и параметры, технические требования, правила приемки и методы испытаний, требования безопасности и промышленной санитарии.

Наряду с ГОСТами используются и отраслевые стандарты, которые позволяют стандартизировать ряд агрегатов, не охваченных ГОСТами (обечайки, днища, штуцера, фланцы, бобышки, лапы, люки, компенсаторы, уплотнения и т.д.). Для расчета некоторых видов оборудования или их элементов используют руководящие технические материалы (РТМ).

Унификация – сокращение многообразия типов и размеров изделий и их элементов, а также сортамента материалов. Применение унифицированных элементов облегчает проектирование и изготовление аппаратов.

1.4. ЭЛЕМЕНТЫ ОСНОВНЫХ СТАДИЙ ПОДГОТОВКИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Техническое задание

Разработчик проекта по исходным данным, полученным от заказчика, устанавливает назначение проектируемого аппарата и предъявляемые к нему требования, разрабатывает техническое задание, включающее показатели качества изделия, согласует задание с заказчиком и утверждает в вышестоящей организации.

Техническое предложение

Исполнитель изучает и подбирает необходимый информационный материал, обеспечивает техническую и технико-экономическую целесообразность создания различных вариантов изделия с учетом имеющегося опыта и патентных материалов, разрабатывает техническое предложение с присвоением документам литер «П», рассматривает и утверждает техническое предложение.

Эскизный проект

Исполнитель разрабатывает техническую документацию, содержащую принципиальные конструкторские решения, поясняющую устройство и принцип работы аппарата, основные его параметры, выполняет важнейшие схемы, чертежи общего вида, сборочных единиц, наиболее важных деталей, (документам присваивают литер «Э»), изготавливает и испытывает макеты, рассматривает и утверждает эскизный проект.

Технический проект

При разработке технического проекта (совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого аппарата и исходные данные для разработки рабочей конструкторской документации). Исполнитель выполняет следующие работы: создает конструктивные решения оформления аппарата и его составных частей, в том числе разрабатывает чертежи сборочных единиц и деталей, выполняет все необходимые расчеты, в том числе подтверждающие технико-экономические показатели, установленные техническим заданием; выполняет все необходимые схемы (гидравлическую, пневматическую, технологическую, электрическую и т.д.); разрабатывает и обосновывает технические решения, обеспечивающие установленные техническим заданием показатели надежности; анализирует технологичность конструкций изделия с учетом требований нормативно-технической документации, действующей на предприятии-изготовителе; выявляет потребность в новом технологическом оборудовании для изготовления изделия; оценивает аппарат с точки зрения его соответствия требованиям промышленной экологии, эргономики, технической эстетики, транспортабельности, хранения, а также монтажа на месте его использования; оценивает эксплуатационные данные изделия (взаимозаменяемость, удобство обслуживания, ремонтпригодность, устойчивость к воздействию внешней среды, возможность быстрого устранения неполадок, контроля качества

работы, обеспеченность контроля технического состояния и т.д.); обеспечивает указанный в техническом задании уровень стандартизации и унификации изделия; проверяет патентную чистоту и конкурентоспособность изделия, оформляет заявки на изобретения; выявляет номенклатуру покупных изделий; оценивает технический уровень и качество изделия; проверяет соответствие принятых решений требованиям техники безопасности и промышленной санитарии.

Глава 2. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В теплообменных аппаратах один теплоноситель (теплоотдающий) передает теплоту другому теплоносителю (тепловоспринимающему). Если передача теплоты происходит при изменении агрегатного состояния какого – либо теплоносителя (кипение, конденсация, испарение), то его температура в процессе теплопередачи остается неизменной (постоянной). В остальных случаях температуры теплоносителей в теплообменных аппаратах изменяются вдоль поверхности теплообмена. Теплообменные аппараты могут применяться как самостоятельное оборудование, так и в виде отдельных элементов технологических и энергетических установок, образуя секционные (многоступенчатые) агрегаты.

В основу классификации теплообменных аппаратов могут быть положены различные признаки – функциональные, конструктивные, схема тока (движения) теплоносителей.

Функциональные признаки

По принципу работы теплообменные аппараты делятся на поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и контактные (смесительные).

В рекуперативных аппаратах обменивающиеся среды 1 и 2 протекают одновременно и передача теплоты происходит через разделяющую их стенку.

В регенеративных теплообменниках поверхность теплообмена, образованная насадочными элементами (теплоаккумулирующей насадкой), омывается по очереди горячим и холодным теплоносителями. Такие аппараты применяются в основном в криогенной технике или когда допускается незначительное смешение теплоносителей. В качестве насадки применяются элементы, выполненные из металла или керамики в виде шаров, колец, сеток, решеток и т.д. Насадка образует каналы сложной формы для прохождения теплоносителей.

В контактных теплообменных аппаратах передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит при их непосредственном контакте.

По роду теплоносителей различают теплообменные аппараты: жидкость-жидкость, пар-жидкость, газ-жидкость, пар-газ, газ-газ.

В зависимости от изменения агрегатного состояния теплоносителей теплообменные аппараты делят: без изменения агрегатного состояния; с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя; с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей.

В теплообменных аппаратах могут протекать различные процессы: нагрев; охлаждение; кипение; конденсация; вымораживание; выпаривание; ректификация и т.д. В зависимости от этих процессов аппараты делятся на подогреватели, охладители (холодильники), конденсаторы, испарители и т.д. Аппараты, в которых происходят процессы переноса теплоты и массы, называются тепло - и массообменным оборудованием.

По характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности теплообменные аппараты делятся на три типа: с естественной циркуляцией, с принудительной циркуляцией; с движением жидкостей под действием сил гравитации. К теплообменникам с естественной циркуляцией относятся испарители, некоторые типы выпарных аппаратов, водогрейные и паровые котлы, аппараты, у которых теплоноситель движется благодаря разности плотностей жидкости и парожидкостной смеси в опускных и подъемных (циркуляционных) трубах. К теплообменным аппаратам с принудительной циркуляцией относятся: рекуперативные теплообменники, выпарные аппараты, испарители и конденсаторы, а также оросительные теплообменники.

По роду организации теплового режима различают аппараты со стационарными и нестационарными процессами. Рекуперативные теплообменные аппараты работают в основном в стационарном режиме, а регенеративные – в нестационарном.

Конструктивные признаки

По виду (конфигурации) поверхности теплообмена рекуперативные теплообменники делятся: на теплообменники с прямыми трубами; с U – образными трубками; с оребренными трубами; секционные типа «труба в трубе»; змеевиковые; спиральные; пластинчатые; пластинчато-ребристые; ламельные.

По способу компенсации температурных напряжений (удлинений, сужений) теплообменники делят на аппараты с компенсацией (с линзовыми компенсаторами, с плавающей головкой, с U-образными трубами, с сальниковым уплотнением) и без компенсации температурных напряжений (теплообменники типа ТН, пластинчатые, спиральные, «труба в трубе»).

По виду кожуха, ограничивающего теплопередающую поверхность, рекуперативные теплообменники бывают с коробчатым кожухом; кожухотрубчатые; кожухотрубчатые с компенсатором, не имеющие ограничивающего кожуха (оросительные аппараты).

По ориентации теплопередающей поверхности в пространстве – на горизонтальные, вертикальные и наклонные аппараты.

По числу теплоносителей аппараты делят на двухпоточные, трехпоточные и многопоточные.

2.2. СХЕМЫ ТОКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

По схемам тока теплоносителей рекуперативные теплообменники можно разделить на три группы: с постоянной температурой обеих теплоносителей (конденсаторы – испарители); с постоянной температурой одного теплоносителя (конденсаторы и испарители индивидуальных веществ); переменной температурой обоих теплоносителей. При этом встречаются следующие схемы тока: прямоток; противоток; перекрестный и смешанный токи.

2.3. КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Аппараты общепромышленного назначения классифицируются по нижеприведенному назначению:

теплообменники.....	Т
охладители	Х
конденсаторы	К
испарители.....	И

По конструкции кожухотрубчатые теплообменники обозначаются:

с неподвижными трубными решетками.....	Н
с температурными компенсаторами на кожухе.....	К
с плавающей головкой.....	П
с U– образными трубками.....	У

Теплообменники типов П и У применяются при значительной (более 50 градусов) разности температур стенки кожуха и трубок, а также в случае необходимости механической чистки трубного пучка снаружи. В таблице 2.1 дана характеристика этих теплообменных аппаратов.

Элементы конструкций стандартных теплообменных аппаратов существенно зависят от диаметра кожуха. Конструктивные схемы стандартных кожухотрубчатых теплообменников представлены на рис. 2.1-2.2.

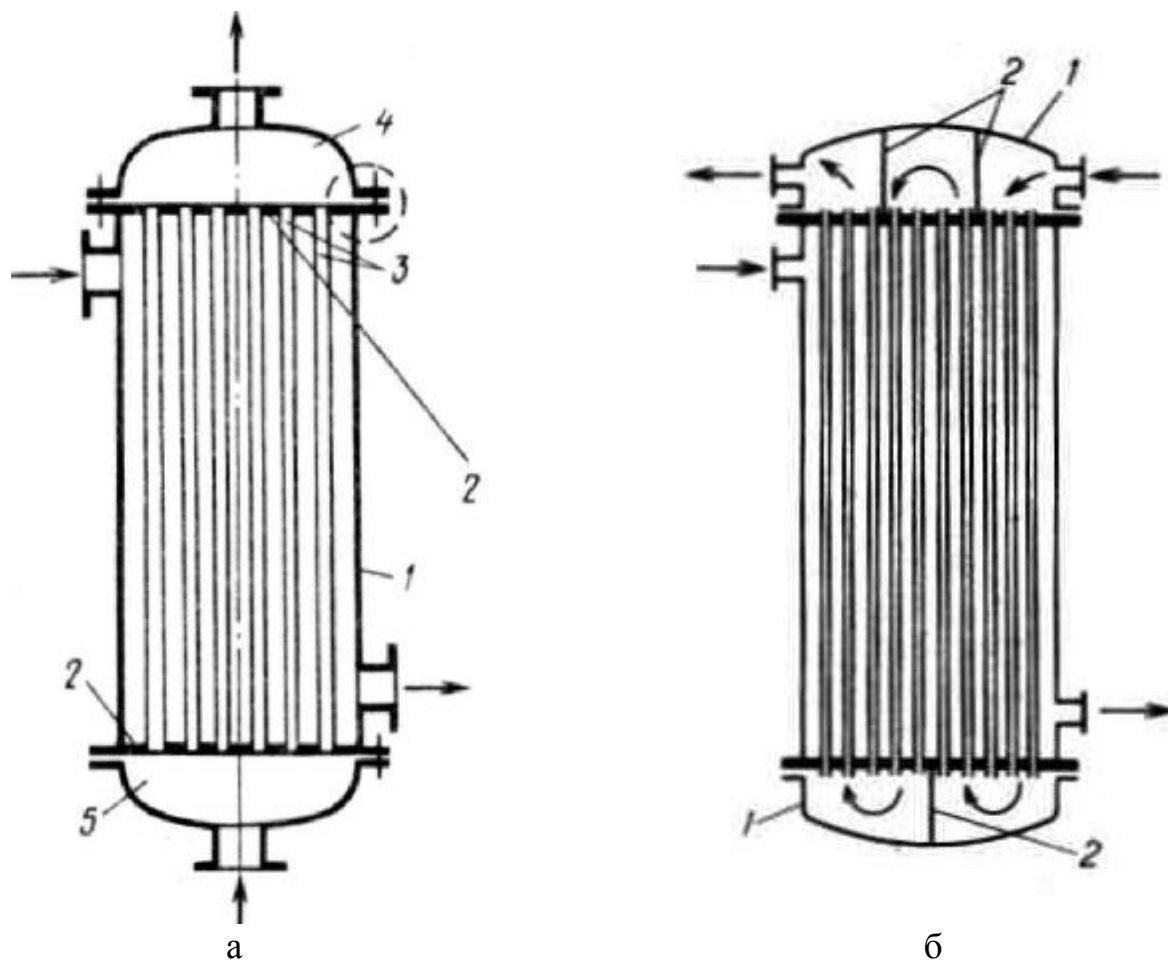


Рис.2.1.Кожухотрубчатые теплообменники с неподвижными решетками (ТН)
 а-одноходовой: 1-корпус, 2-трубные решетки, 3-трубы, 4,5-крышка, днище;
 б-четырёхходовой: 1-крышка (днище), 2-перегородки

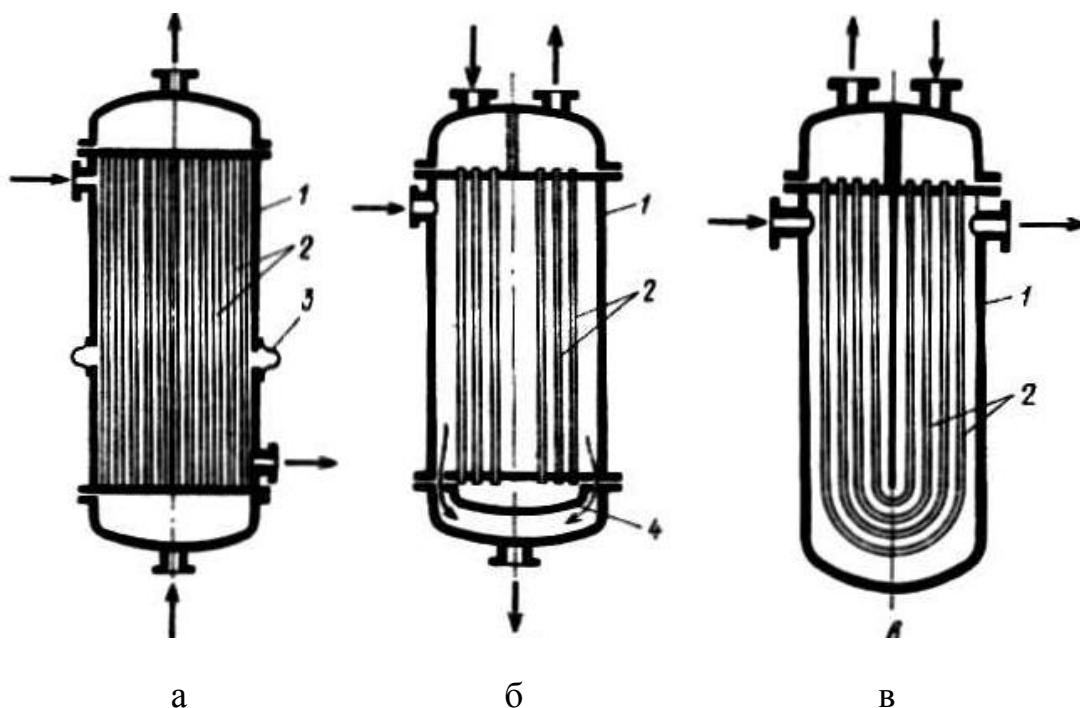


Рис.2.2.Теплообменники с компенсацией температурных напряжений корпуса 1 и теплообменных труб 2: а-с линзовыми компенсаторами 3(ТК), б-с нижней плавающей головкой 4 (ТП), в- U-образными трубками 2 (ТУ)

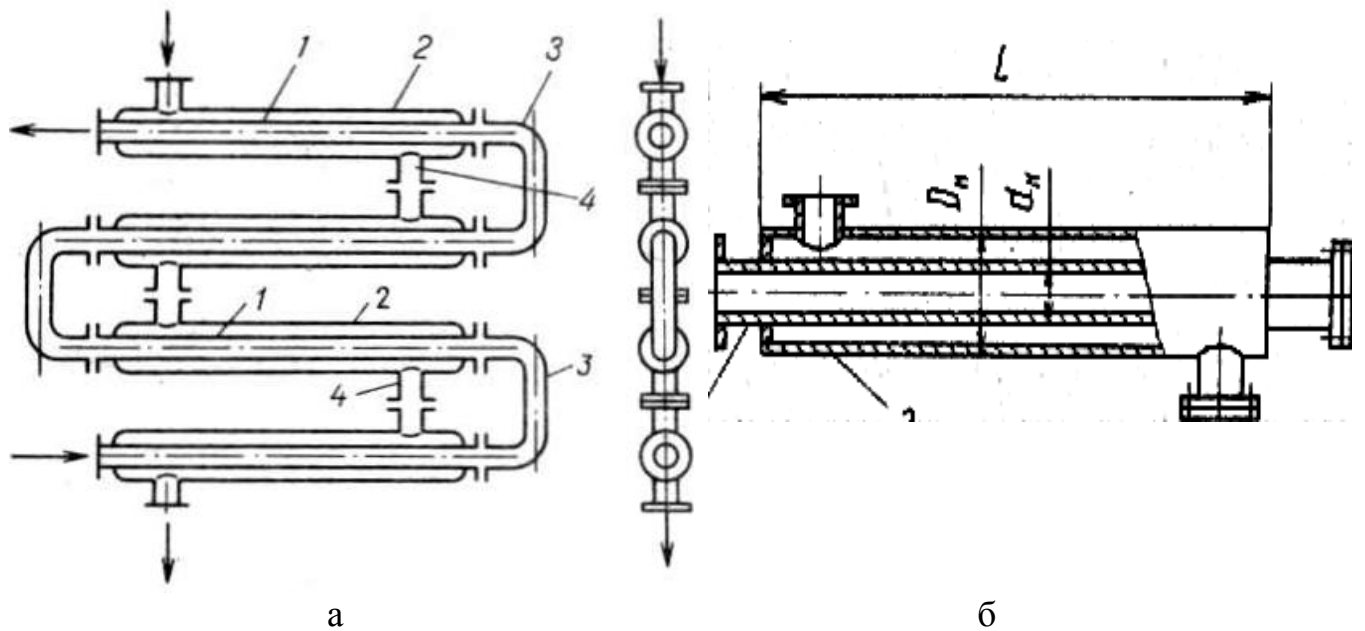


Рис. 2.3. Секционный (а) и “труба в трубе” (б) теплообменники: 1,2- внутренние и наружные трубы, 3- калачи, 4- соединительные патрубки

Таблица 2.1

Характеристика теплообменных аппаратов
общепромышленного назначения

Название	Обозначение	Температура теплоносителя, °С	Область применения
Теплообменник	ТН, ТК	- 30...+350	Для нагрева и охлаждения.
Охладитель	ТП, ТУ	- 30...+450	Для охлаждения жидких и газообразных сред пресной, морской водой или хладагентами.
	Х, ХН, ХК	0...+ 300	
Конденсатор	КН, КК КП, КУ	0...+400	Для конденсации и охлаждения парообразных сред.
		- 20...+60	
Испаритель	ИН, ИК ИП, ИУ	Охлаждающего	Для нагрева и испарения различных жидких сред.
		-20...+60	
Холодильник-конденсатор	КТ	-30...+350	Для сжижения хладагентов в аммиачных и углеводородных холодильных установках.
		-30...+450	
Холодильник-испаритель	ИТ	0...+100	Для охлаждения воды и растворов в аммиачных и углеводородных установках.
		(конденсация хладагента)	
		-20...+50	
		-40...+40	
		+40...-60	

2.4. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ ДРУГОЙ КОНСТРУКЦИИ

2.4.1. Секционные теплообменники и аппараты типа «труба в трубе»

Секционные теплообменники состоят из нескольких последовательно соединенных секций, представляющих собой небольшой трубный пучок, размещенный в кожухе, выполненном из трубы большого диаметра. При малых тепловых нагрузках секция может выполняться не из пучка труб, а из одной внутренней трубы 1, размещенной во внешней трубе 2 (рис. 2.3,а), т. е. по типу «труба в трубе» (рис. 2.3,б).

Секционные аппараты типа «труба в трубе» могут быть разборными и неразборными, одно-, двух- и многопоточными. Аппараты типа «труба в трубе» делятся на аппараты жесткой, полужесткой конструкции и с линзовыми компенсаторами, с сальниками на одном или обоих концах труб. Внутренние трубы могут иметь продольные ребра или поперечную винтовую насадку. Аппараты такого типа используются обычно для нагревания и охлаждения газообразных сред.

Основные параметры и размеры теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» регламентированы ОСТ 2602- 2033-80. Их изготавливают следующих типов: разборные одно- и двухпоточные малогабаритные, неразборные однопоточные; разборные однопоточные; неразборные однопоточные; разборные многопоточные. Техническая характеристика теплообменников типа «труба в трубе» жесткой конструкции приведена в таблице 2.2.

К недостаткам рассматриваемых аппаратов относится их высокая стоимость и большой расход металла на единицу площади поверхности теплообмена.

Таблица 2.2

Техническая характеристика теплообменников
типа «труба в трубе»

Основные параметры	Разборный одно-, двухпоточный малогабаритный	Не-разборный однопоточный малогабаритный	Разборный однопоточный	Не-разборный однопоточный	Разборный однопоточный
1	2	3	4	5	6
Наружный диаметр теплообменных труб, мм	25;38	48;57	76;89;108	133;159	38;48;57

Окончание таблицы 2.2

1	2	3	4	5	6
Наружный диаметр кожуховых труб, мм	57;76	89;108	108;133;159	219	89;108
Длина кожуховых труб, м	1,5;3,0;6,0	4,5	4,5;6,0;9,0	6,0;9,0;12,0	3,0;6,0;9,0
Площадь поверхности теплообмена, м ²	0,5÷5,0	0,1÷1,0	5,0÷18	1,5÷6,0	5,0÷93
Площадь проходных сечений, м ² ·10 ⁴ внутри труб, снаружи труб	0,25÷3,5 0,6÷10	0,25÷17,5 0,6÷6	5÷17 5÷19,5	4,5÷17 5÷19,5	3,5÷40 15÷100
Условное давление, МПа внутри труб, снаружи труб	6,4;10;16 1,6;4;6,4	6,4;10;16 1,6;4;6,4;10	1,6;4 1,6;4	1,6;4;6,4;10;16 1,6;4;6,4;10	1,6;4 1,6;4

2.4.2. ЗМЕЕВИКОВЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Конструкция змеевикового теплообменного аппарата показана на рис.2.4. Аппарат имеет корпус 2, в котором размещен змеевик 1 или система змеевиков. В реакторах змеевики могут располагаться как внутри, так и снаружи обогреваемого корпуса. При большой поверхности теплообмена змеевики набирают из нескольких секций. Во избежание прогиба труб при большом числе витков и большом диаметре навивки, каждый виток крепят болтами на стойках. Скорости входа пара и нагреваемой жидкости принимают не более 50 и 2 м/с, соответственно.

Диаметр змеевика в зависимости от размера корпуса принимается в пределах от 200 до 2000 мм, а диаметр труб от 20 до 75 мм.

Зная из теплового расчета площадь теплообмена F , диаметр змеевика D_3 и трубы d , легко определить общую длину змеевика.

$$L = F / (\pi d) \quad (2.1)$$

и число витков

$$n = L / (\pi D_3) \quad (2.2)$$

Задаваясь шагом между витками $t = (1,5 \div 2)d$, можно найти высоту змеевика

$$H_3 = nd + (n+1)t + 2a, \quad (2.3)$$

где a – расстояние от змеевика до нижней и верхней стенки кожуха, принимается $a = 100 \dots 300$ мм; D_3 и d – диаметры витка змеевика и трубы.

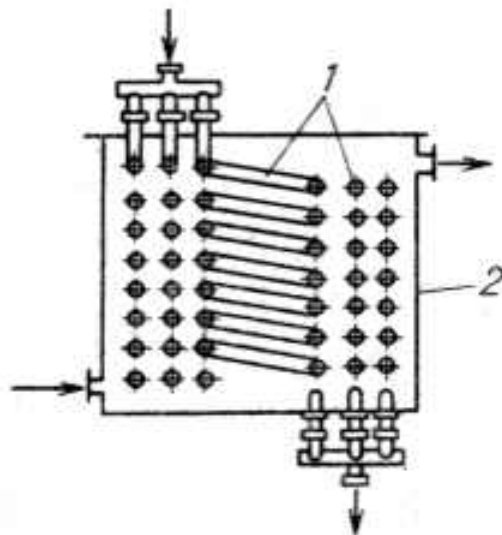


Рис. 2.4. Конструкция змеевикового теплообменника:
1 - змеевик, 2 - корпус

Основные размеры змеевиковых теплообменников общепринятого назначения представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Техническая характеристика змеевиковых теплообменников

Основные параметры	Площадь теплообмена, м ²							
	1	2	3	5	7	10	13	15
Диаметр труб змеевика, мм	32	32	32	32	44,5	44,5	44,5	44,5
Длина трубы, м	11,4	22,4	32,4	54,5	63,8	75,8	98,5	113,5
Диаметр витка, м	0,35	0,5	0,6	0,75	0,85	1	1,15	1,2
Шаг витков, мм	50	50	50	50	65	65	65	65
Число витков	10	14	17	20	23	24	27	30
Диаметр обечайки, мм	450	600	700	850	1000	1150	1300	1350
Длина обечайки, мм	755	905,1	1050	1300	1550	1800	2000	2200
Масса змеевика, кг	20,7	40,7	59	99	139	195	255	294

2.4.3. СПИРАЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

В спиральных теплообменных аппаратах поверхность теплообмена образована двумя тонкими металлическими листами (лентами), свернутыми в виде спиралей, внутренние концы которых приварены к разделительной перегородке. Образованные спиральные каналы ограничены торцевыми крышками. В зависимости от технологического назначения (ГОСТ12067-80) предусмотрены два типа спиральных теплообменников: с тупиковыми и сквозными каналами. Теплообменники с тупиковыми каналами тип 1 (в трех исполнениях), предусмотрены для работы с рабочими средами жидкость-жидкость, газ-жидкость, газ-газ, жидкость-пар, газ-пар. Конструкция аппарата

(рис.2.5, а) имеет односторонние тупиковые каналы, открытые стороны которых закрываются плоскими крышками. Направление теплоносителей – противоточное. Теплообменники используются при давлении до 1МПа и температуры +300 °С.

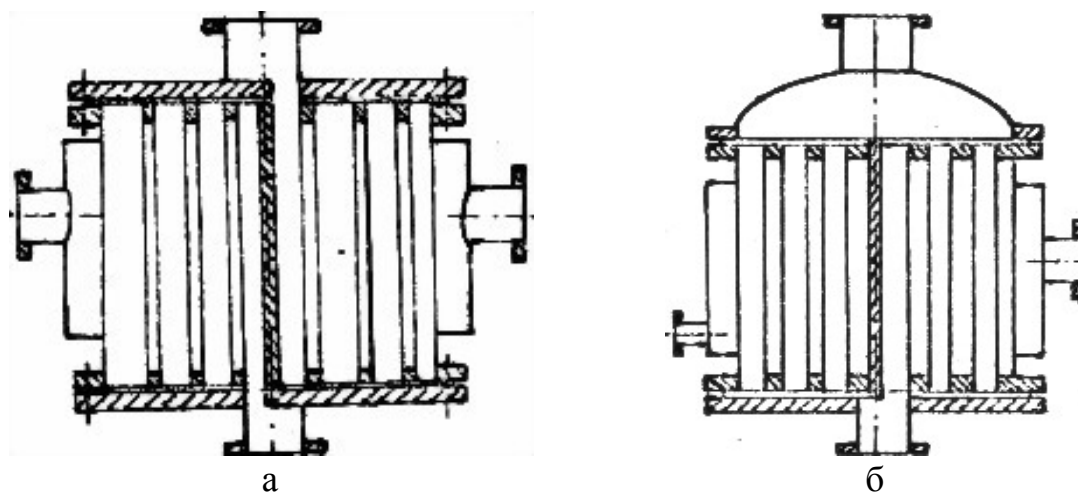


Рис. 2.5. Конструкции спирального теплообменника с тупиковыми каналами с плоскими крышками (а); со сквозными каналами и сферическими крышками (б)

Спиральные теплообменники со сквозными каналами и сферическими крышками (рис.2.5, б) тип 2 (в трех исполнениях) предназначены для подогрева или охлаждения высоковязких жидких, газообразных или парообразных сред. Спиральный сквозной канал закрывают сферическими крышками. Все спиральные теплообменники отличаются малым гидравлическим сопротивлением. Техническая характеристика спиральных теплообменников дана в таблице 2.4.

Таблица 2.4.

Поверхности теплообмена и основные размеры спиральных теплообменников

Поверхность теплообмена, м ²	Ширина канала, мм	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь сечения канала, м ² ·10 ⁴	Масса аппарата, кг
1	2	3	4	5	6
10	8	400	12,5	32	1200
	12	400	12,5	48	1200
12,5	8	400	15,6	32	1300
	12	400	15,6	48	1300
16	8	500	16	50	1500
	12	500	16	60	1500
20	8	400;700*	25;14,3*	32;56*	1800;1650*
	12	400;700*	25;14,3*	48;84*	1800;1650*

1	2	3	4	5	6
25	8	500;700*	25;17,9*	40;56*	2300;2000*
	12	500;700*	25;17,9*	60;84*	2300;2000*
31,5	8	500;700*	31,5;22,5*	40;56*	2600;2600*
	12	500;700*	31,5;22,5*	60;84*	2600;2600*
40	8	1000;700*	20;28,6*	80;56*	2800;3200*
	12	1000;700*	20;28,6*	120;84*	2800;3200*
50	8	1000;1100*	25;22,7*	80;88*	3500;4000*
	12	1000;1100*	25;22,7*	120;138*	3500;4000*
63	8	1000;1100*	31,5;28,6*	80;88*	4300;4800*
	12	1000;1100*	31,5;28,6*	120;138*	4300;4800*
80	8	1000;1000*	40;40*	80;80*	5500;5500*
	12	1000;1000*	40;40*	120;120*	5500;5500*
100	8	1250;1250*	40;40*	100;100*	6000;6000*
	12	1250;1250*	40;40*	150;150*	6000;6000*

*Данные, приведенные в табл.2.4, соответствуют теплообменной поверхности, изготовленной из углеродистой стали, остальные – из нержавеющей стали.

2.4.4. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Поверхность теплообмена пластинчатых аппаратов представляет собой набор тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью.

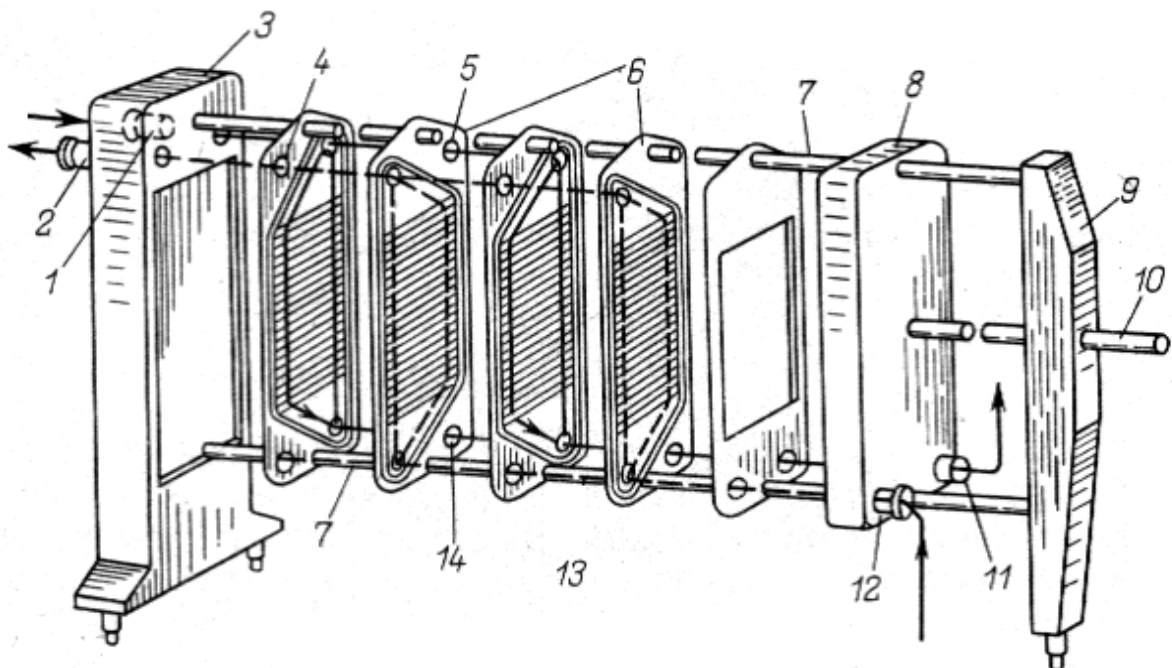


Рис.2.6. Конструкция пластинчатого теплообменника: 1,12 – штуцера ввода и вывода (2,11) теплоносителей; 3,9 – неподвижные и подвижная (8) плиты; 6 – пластины; 7 – штанги; 10 – зажимной механизм; 4,5,13,14 - каналы

Поток рабочей среды в каналах подвергается искусственной турбулизации при сравнительно малых затратах энергии. Оптимальные размеры каналов для рабочих сред, а также различные варианты оптимальной компоновки этих каналов позволяют интенсифицировать процесс теплопередачи в 2-3 раза по сравнению с трубчатыми теплообменниками. В разборных и полуразборных конструкциях разборку и сборку аппаратов при очистке теплопередающей поверхности можно осуществить быстро при минимальных затратах ручного труда.

Теплообменные аппараты данной конструкции имеют различную степень доступа для механической очистки и осмотра поверхности теплообмена.

В зависимости от конструкции теплообменники разделяют на: разборные, неразборные (сварные) и полуразборные.

Такие теплообменники изготавливаются из коррозионно-стойкой стали или титана.

Разборные аппараты работают при давлениях от 0,002 до 1 МПа и температурах от -2 до +180⁰С с площадью теплообмена от 1 до 800 м². Неразборные (сварные) – при давлении от 0,002 до 4 МПа и температурах рабочих сред от -7 до +300⁰С при поверхностях теплообмена от 100 до 500 м². Разборные со сдвоенными пластинами (полуразборные) – при давлении от 0,002 до 1,6 МПа по сварной полости, по разборной полости от 0,002 до 1 МПа и температурах рабочих сред от -20 до +200⁰С.

В теплообменниках осуществляется теплообмен между средами: жидкость – жидкость; пар – жидкость; пар - газ – жидкость; газ – жидкость; газ – газ. Основные размеры и материалы пластин представлены в [7].

Разборные теплообменники можно применять для тепловой обработки суспензий с твердыми частицами не более 0,4 мм. При отложении загрязнений нужно периодически переключать на такие рабочие среды, которые очищают поверхность теплообмена без разборки аппарата.

Разборные теплообменники не предназначены для работы со взрывоопасными средами группы 1 по ГОСТ 12.1.007-76.

Неразборные пластинчатые теплообменники служат для работы со средами, которые не образуют на теплопередающей поверхности труднорастворимых отложений и подвергаются химической очистке.

Пластинчатые теплообменники можно использовать для теплообмена сред с кинематической вязкостью от $2 \cdot 10^{-7}$ до $6 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

В разборных теплообменниках предусмотрен паз, в котором закреплены уплотнительные прокладки из резины специальных теплостойких материалов. Пластины устанавливаются на раму теплообменника, состоящую из несущих тяг, подвижных и неподвижных плит с зажимными винтами. Неподвижная плита установлена на полу, подвижная - на роликах подвешена к верхней штанге и может по ней перемещаться. На плитах закреплены штуцера для присоединения технологических трубопроводов.

Разборные теплообменники устанавливаются на консольной раме (исполнение 1), на двухопорной, трехопорной раме или раме с неподвижной опорой в середине рамы (исполнение 3).

Неразборные теплообменники (сварной конструкции) устанавливают на специальные опоры.

Конденсаторы имеют однопакетную компоновку пластин по стороне хода пара. Теплообменники с промежуточными плитами могут быть многопоточными, т.е. работать с тремя и более потоками.

Основная деталь разборного пластинчатого теплообменника – гофрированная пластина. Группа пластин, образующая систему каналов, в которых работающая среда движется только в одном направлении, составляет пакет. Один или несколько пакетов, сжатых между неподвижной и подвижной плитами, образуют секцию. Каждая пластина омывается двумя рабочими средами: с одной – нагревающей, с другой охлаждающей средой.

2.4.5. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Для нагревания воздуха в системах воздушного отопления, приточной вентиляции, в различных технологических процессах, например, сушки, наибольшее распространение получили паровые калориферы различной конструкции. Это объясняется широкой доступностью энергоносителя, развитой поверхностью теплообмена, низким гидравлическим сопротивлением по газовому потоку и стоимостью.

Однако давление горячей воды и насыщенного пара в калориферах не должно превышать 1,2 МПа, поэтому температура воздуха на выходе из калорифера не превышает + 190 °С.

Отечественные калориферы выпускаются из биметаллических труб с винтовыми накатными ребрами типа КС-3 и КС-4, из стальных труб с коллективным оребрением пластинками типа КВС и КВБ, а также со спирально-винтовым оребрением типа КФМ, КФС, КФБ.

Калориферы КФМ, КФС, КФБ являются одноходовыми по горячему теплоносителю с коридорным расположением греющих труб, а КВС и КВБ – многоходовыми с шахматным расположением труб. Калорифер одной серии имеет несколько типоразмеров. Буквы М, С и Б означают маркировку малой, средней и большой моделей, соответственно.

Основной задачей расчета калорифера является определение его поверхности теплообмена F . Этот расчет аналогичен расчету любого рекуперативного теплообменника

$$F = Q / (K \Delta t_{cp}), \quad (2.4)$$

где Q – количество теплоты, необходимое для нагревания воздуха, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К); Δt_{cp} – средняя разность температур, °С.

$$Q = Lc(t_k - t_n) \quad (2.5)$$

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м). \quad (2.6)$$

Здесь $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ – большая и меньшая разность температур; t_k и t_n – конечная и начальная температуры воздуха °С; L – расход воздуха, кг/с; c – теплоемкость воздуха, Дж/(кгК).

Коэффициент теплопередачи K для рекуперативных теплообменников определяется следующим образом.

В стальных калориферах КВБ и КФБ, можно использовать эмпирические формулы:

для паровых калориферов

$$K = A(v\rho)^n, \quad (2.7)$$

для водяных калориферов

$$K = A(v\rho)^n(v_B)^m, \quad (2.8)$$

где A , n , m – коэффициенты, значения которых даны в таблице 2.7; ρ, v – плотность и скорость воздуха при средней температуре, скорость воды v_B .

Скорость воздуха v в живом сечении калорифера (без учета площади труб и оребрения) определяется из уравнения расхода

$$v = L / (\rho N F_{ж}), \quad (2.9)$$

здесь N – число параллельных секций с площадью живого сечения $F_{ж}$; L – массовый расход воздуха, кг/с.

Массовая удельная скорость воздуха через живое сечение калорифера ($v\rho$) должна находиться в пределах $8 \div 11$ кг/(с·м²). В случае снижения величины ($v\rho$) до значений менее 8 кг/(с·м²) секции калорифера устанавливаются последовательно, а при 11 кг/(с·м²) – параллельно. Таким образом достигается приемлемое гидравлическое сопротивление калорифера при удовлетворительных значениях коэффициентов теплопередачи.

Техническая характеристика промышленных калориферов и их конструктивные размеры представлены в таблицах 2.6 ÷ 2.9, рис. 2.7 ÷ 2.8.

К этой же группе теплообменных аппаратов относятся охладители наружного воздуха дизелей, радиаторы транспортных двигателей внутреннего сгорания, радиаторно-вентиляционные установки для охлаждения компримируемого газа, масла и воды газо-мотокомпрессоров, аппараты воздушного охлаждения трансформаторных подстанций, промышленные и бытовые кондиционеры и другие аппараты, трубные пучки которых скомпонованы из труб с высокими ребрами. Техническая характеристика аппаратов воздушного охлаждения представлена в таблице 2.10.

Таблица 2.6.

Техническая характеристика промышленных калориферов

Тип калорифера	Площадь теплообмена $F, \text{м}^2$	Число секций n_c	Число оребренных труб $n_{тр}$	Живое сечение $F_{ж}, \text{м}^2$	Высота $A, \text{мм}$	Ширина $B, \text{мм}$
1	2	3	4	5	6	7
КФМ-1	4,1	2	8	0,08	510	240
КФМ-2	6,4	3	12	1,115	560	360
КФМ-3	8,5	4	16	0,154	560	480
КФМ-4	10,8	4	16	0,195	710	480

1	2	3	4	5	6	7
КФМ-5	14	5	20	0,244	710	600
КФМ -6	20	6	24	0,354	860	720
КВБ-2, КФС-2	9,9	3	18	1,115	560	560
КВБ-3, КФС-3	13,2	4	24	0,154	560	560
КВБ-4, КФМ-4	16,7	4	24	0,195	710	710
КВБ-5, КФС-5	20,9	5	30	0,244	710	710
КВБ-6, КФС-6	25,3	5	30	0,195	860	860
КВБ-7, КФС-7	30,4	6	36	0,354	860	860
КВБ-8, КФС-8	35,7	6	36	0,416	1010	1010
КВБ-9, КФС-9	41,6	7	42	0,486	1010	1010
КВБ-10, КФС-10	47,8	7	42	0,558	1160	1160
КВБ-11, КФС-11	54,2	8	48	0,638	1160	1160
КФБ -2	12,7	3	24	0,115	560	560
КФБ -3	16,9	4	32	0,154	560	560
КФБ -4	21,4	4	32	0,195	710	710
КФБ -5	26,8	5	40	0,144	710	710
КФБ -6	32,4	5	40	0,295	860	860
КФБ -7	38,9	6	48	0,354	860	860
КФБ -8	45,7	6	48	0,416	1010	1010
КФБ -9	53,3	7	56	0,484	1010	1010
КФБ -10	61,2	7	56	0,558	1160	1160
КФБ -11	69,9	8	64	0,638	1160	1160

Таблица 2.7

Значения коэффициентов А, n, m
в уравнениях (2.7 и 2.8)

Коэффициенты	Паровой обогрев		Водяной обогрев			
	КВБ	КФБ	скорость воды v_w , м/с			
			0,02 ÷ 0,25		0,25 ÷ 1,0	
			КВБ	КФБ	КВБ	КФБ
А	17,75	16,47	21,41	20,76	17,75	14,73
n	0,351	0,456	0,257	0,381	0,34	0,517
m	-	-	0,192	0,178	0,49	0,133

Таблица 2.8.

Технические данные и конструктивные размеры калориферов КВБ

Модель и номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м ²	Площадь живого сечения, м ²		Масса с оцинковкой, кг	Размеры								Размеры штуцеров*	n ₁	n ₂
		по воздуху	по теплоносителю		А	А ₁	А ₂	А ₃	Б	Б ₁	Б ₂	Б ₃			
КВБ – 2	9,9	0,115	0,0046	55	560	600	624	760	360	390	412	290	1,25	3	4
КВБ – 3	13,2	0,154	0,0061	69	560	600	624	780	480	510	532	390	1,5	4	4
КВБ – 4	16,7	0,195	0,0061	85	710	750	774	930	480	510	532	390	1,5	4	5
КВБ – 5	20,9	0,244	0,0076	106	710	750	774	930	600	640	662	520	2,0	5	5
КВБ – 6	25,3	0,295	0,0076	125	860	900	924	1080	600	640	662	520	2,0	5	6
КВБ – 7	30,4	0,354	0,0092	152	860	900	924	1100	720	760	782	630	2,5	6	6
КВБ – 8	35,7	0,416	0,0092	174	1010	1050	1074	1250	720	760	782	630	2,5	6	7
КВБ – 9	41,6	0,486	0,0107	201	1010	1050	1074	1250	840	880	901	750	2,5	7	7
КВБ – 10	47,8	0,558	0,0107	224	1160	1200	1224	1400	840	880	902	750	2,5	7	9

Примечание: * - размеры штуцеров указаны в дюймах; n₁ и n₂ – число вертикальных и горизонтальных отверстий во фланцах.

Таблица 2.9.

Технические данные и конструктивные размеры калориферов КФБ

Модель и номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м ²	Площадь живого сечения, м ²		Масса с оцинковкой, кг	Размеры								Размеры штуцеров,*	n ₁	n ₂
		по воздуху	по теплоносителю		А	А ₁	А ₂	А ₃	Б	Б ₁	Б ₂	Б ₃			
КФБ – 2	13,02	0,0913	0,0081	62,65	560	600	620	760	375	390	412	290	1,5	3	4
КФБ – 3	16,28	0,112	0,0100	77,8	560	600	620	780	500	510	532	390	2,0	4	4
КФБ – 4	20,68	0,143	0,0110	94,5	710	750	770	930	500	510	532	390	2,0	4	5
КФБ – 5	26,88	0,182	0,0132	121,0	710	750	770	930	625	640	662	520	2,0	5	5
КФБ – 6	32,55	0,222	0,0132	142,0	860	900	920	1080	625	640	662	520	2,0	5	6
КФБ – 7	40,06	0,271	0,0163	152,2	860	900	920	1100	720	760	782	630	2,5	6	6
КФБ – 8	47,04	0,318	0,0163	174,8	1010	1050	1080	1250	720	760	782	630	2,5	6	7
КФБ – 9	55,86	0,375	0,0193	206,5	1010	1050	1080	1250	842	880	902	652	3,0	7	7
КФБ – 10	64,26	0,431	0,0193	230,2	1160	1200	1230	1400	842	880	902	752	3,0	7	9
КФБ - 11	71,06	0,475	0,0213	258,0	1160	1200	1230	1420	926	1010	1032	870	3,0	7	9

Примечание: * - размеры штуцеров указаны в дюймах; n₁ и n₂ – число вертикальных и горизонтальных отверстий во фланцах.

Таблица 2.10.

Техническая характеристика аппаратов воздушного охлаждения общего назначения

Основные параметры	АВМ (малопоточный)			АЗГ (горизонтальный)			АВЗ (зигзагообразный)		
	4	6	8	4	6	8	4	6	8
Число рядов труб	4	6	8	4	6	8	4	6	8
Число ходов	1;2;4	1;2;3;6	1;2;4;8	1;2;4	1;2;3;6	1;2;4;8	1;2;4;8	1;2;4;8	1;2;4;8
Поверхность теплообмена, м ² при длине труб, м									
1,5	105/150	160/225	210/300	-	-	-	-	-	-
3	220/310	325/465	440/600	-	-	-	-	-	-
4	-	-	-	875/1250	1320/1870	1740/2500	-	-	-
6	-	-	-	-	-	-	2650/3750	4000/5650	5330/7500
8	-	-	-	1770/2500	2640/4800	3500/5100	-	-	0
Отношение расхода воздуха к площади теплообмена, м/ч	228/146	136/84	95/55	286/188	170/110	118/112	272/176	272/176	110/65

Примечание: в числителе даны значения при коэффициенте оребрения $\varphi = 9$; в знаменателе – при $\varphi = 14$.

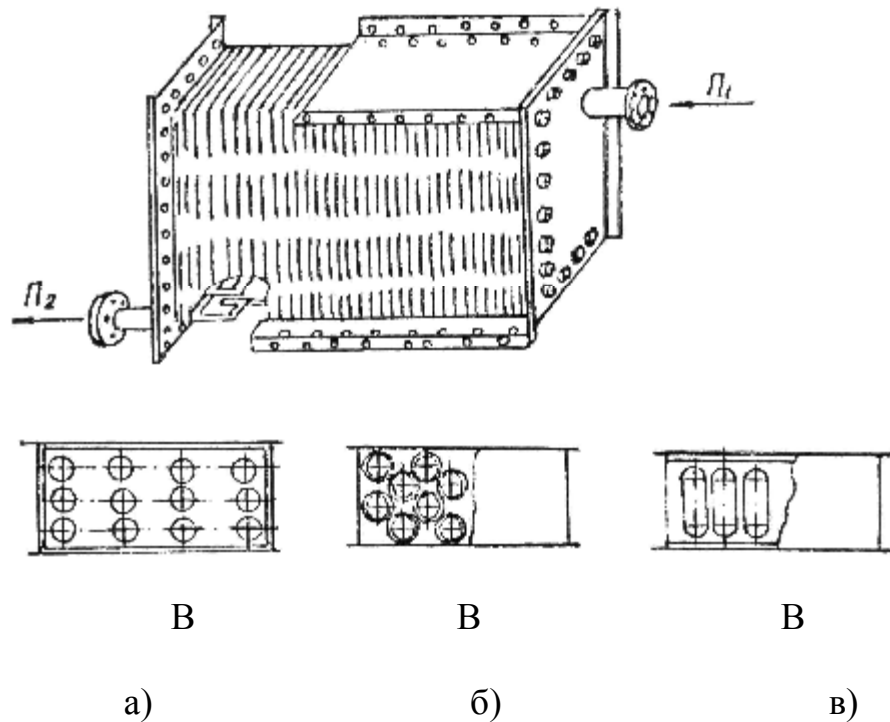


Рис. 2.7. Калориферы различных конструкций: а- из круглых труб с коллективным оребрением; б- из труб с винтовым накатным оребрением; в- из плоских труб с коллективным оребрением; 1- патрубок подвода греющего теплоносителя; 2- корпус; 3- сборный коллектор; 4- труба; 5- пластины коллективного оребрения; В- поток воздуха; П1 и П2 – вход и выход пара или воды

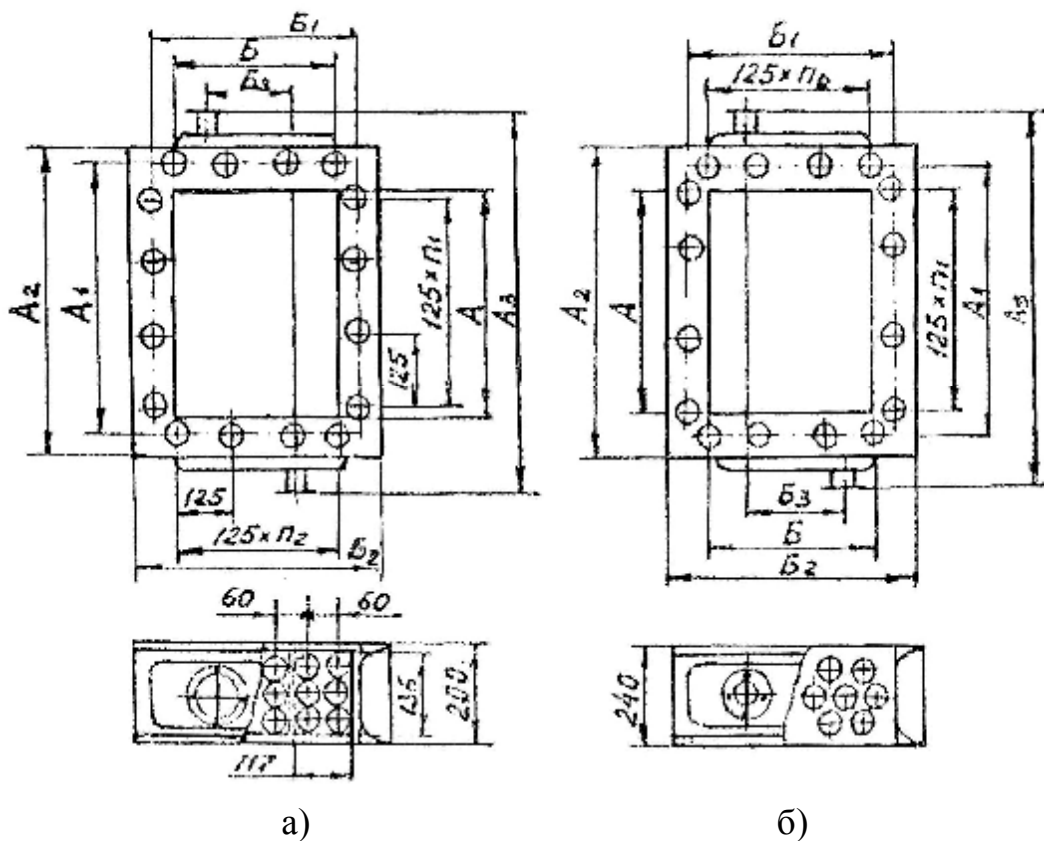


Рис.2.8. Конструктивные размеры калориферов КВБ (а) и КФБ (б)

2.4.6. ОРОСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Оросительный теплообменник, представленный на рис.2.9, состоит из параллельных горизонтальных труб, соединенных калачами. Сверху трубы орошаются охлаждаемой водой, распределяемой в виде струек или капель при помощи желоба с зубчатыми краями. Теплообменник обычно состоит из ряда параллельных секций, внизу которых установлен поддон, куда собирается орошающая вода.

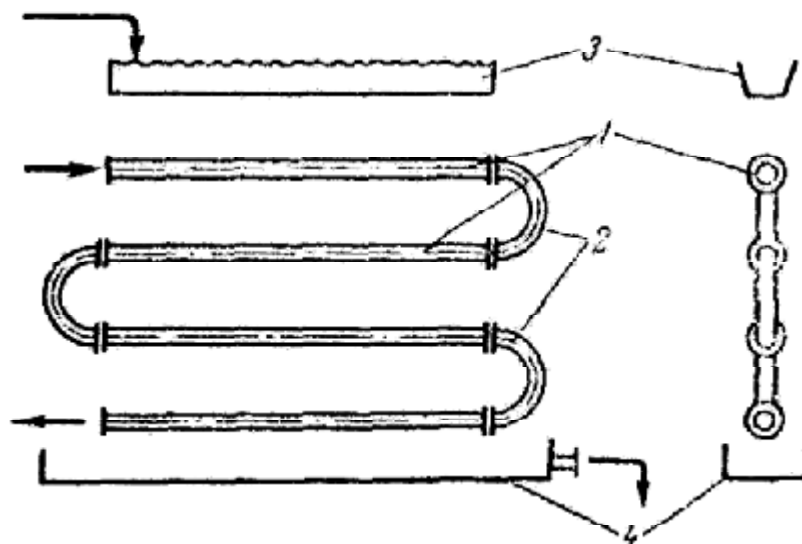


Рис. 2.9. Оросительный теплообменник:
1- секция прямых труб; 2- калачи; 3- распределительный желоб;
4- поддон

Оросительные теплообменники применяются в основном только как холодильники и конденсаторы, причем до половины теплоты отводится при испарении охлаждающей воды. В результате расход охлаждающей воды значительно снижается по сравнению с холодильниками других типов.

Несмотря на то, что коэффициенты теплопередачи в оросительных теплообменниках, работающих при перекрестном токе, выше, чем у погружных, их существенными недостатками являются: громоздкость, неравномерность смачивания наружной поверхности труб. Такие теплообменники устанавливают чаще всего на открытом воздухе, ограждая их деревянными решетками (жалюзями) с целью снижения потерь охлаждаемой воды.

Простота конструкции и технического обслуживания при ремонте и очистке внутренней поверхности труб, а также невысокое гидравлическое сопротивление их, позволяют широко использовать данные аппараты в различных отраслях промышленности.

2.4.7. БЛОЧНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Применяются для теплообмена химически агрессивных сред. Изготавливаются из неметаллических материалов: стекло, керамика, графит, тефлон и др. Такие материалы обладают меньшей теплопроводностью по сравнению с металлами. Предпочтение отдается графиту, пропитанному фенолоформальдегидными смолами, химически стойкому к растворам серной, соляной, фосфорной и др. кислотам. Типовым аппаратом из графита является блочный теплообменник, состоящий из отдельных графитовых блоков, имеющих сквозные вертикальные каналы круглого сечения и перпендикулярные им горизонтальные каналы. Теплоносители движутся отдельно по указанным каналам в перекрестном токе. Графитовые блоки уплотняются между собой прокладками из резины или тефлона и стягиваются торцовыми крышками при помощи стержней (длинных болтов).

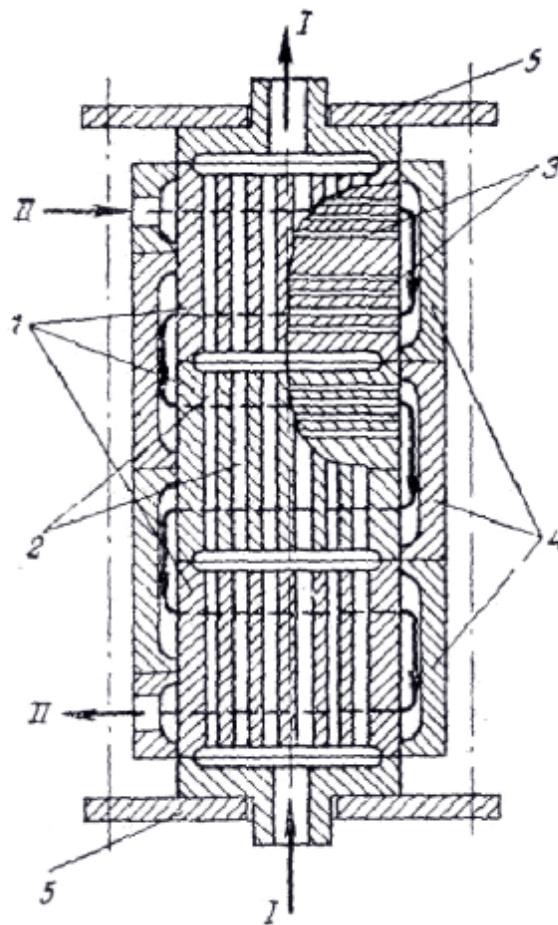


Рис. 2.10. Блочный графитовый теплообменник: 1 – графитовый блок; 2- вертикальные каналы; 3- горизонтальные каналы; 4- корпус; I, II – входы и выходы теплоносителей

2.4.8. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

В промышленности нашли широкое применение смесительные теплообменные аппараты, в которых происходит одновременно тепло и массообмен при непосредственном контакте между теплоносителями. Такие теплообменники широко используются для конденсации паров, охлаждения воздуха, нагревания и охлаждения жидкостей газами, мокрой очистки воздуха и газов. В химической промышленности используются смесительные аппараты: теплообменники – «жидкость-жидкость»; теплообменники с трехфазными системами, например, для абсорбции легких углеводородов из природных газов тяжелыми углеводородами при их непосредственном соприкосновении с охлаждающим теплоносителем.

Интенсивность работы смесительных теплообменников определяется поверхностью раздела фаз и их турбулентностью. Поэтому в конструкциях аппаратов предусматривается диспергирование жидкой фазы в потоке газа или газа в жидкости.

Передача тепла в смесительных теплообменниках происходит не только за счет теплообмена, но и путем обмена массой, причем возможен переход теплоты от холодного к горячему теплоносителю, например, при испарении.

По направлению переноса массы смесительные аппараты подразделяются на две группы:

1) аппараты с конденсацией пара из газовой фазы, при этом происходит осушка, охлаждение газа и нагревание жидкости (конденсаторы, кондиционеры, скрубберы);

2) аппараты с испарением жидкости в поток газа, при этом происходит увлажнение газа, его охлаждение и нагревание жидкости или нагревание газа и охлаждение жидкости (градирни, скрубберы, кондиционеры, распылительные сушилки).

По принципу создания поверхности фазового контакта смесительные аппараты делятся на насадочные (с неподвижной и подвижной «псевдооживленной» насадками), полочные, каскадные, барботажные, полые (разбрызгивающие), струйные и пленочные.

В химической и других отраслях промышленности с небольшим объемом производства в системах охлаждения оборотной воды нашли широкое применение компактные, высокоэффективные холодильные установки – градирни с псевдооживленным («кипящим») слоем легких инертных полимерных шарообразных тел. Псевдооживление и охлаждение оборотной воды в таких аппаратах осуществляется атмосферным воздухом. В результате активного перемешивания воды и воздуха наблюдается интенсивное испарение и охлаждение, что позволяет использовать малогабаритные, сравнительно недорогие и экономичные холодильные установки в системах локального водооборота. На рис. 2.11 представлена схема градирни с псевдооживленным («кипящим») слоем, а ее техническая характеристика дана в таблице 2.11.

Градирия состоит из корпуса 1, в верхней части которого над трубами водораспределительной системы расположен брызгоотделитель (каплеотбойник) 7, установленный на кронштейнах. В трубах водораспределительной системы установлены форсунки 6. В нижней части корпуса находится поддон 2 и камера с поворотной воздухораспределительной решеткой 3. Поддон снабжен поплавковым клапаном и соединен с насосом для подачи свежей воды. Поддон разделен перегородкой 10, выполняющей роль гидравлического затвора. Над решеткой 3 установлена опорная решетка 4, на которой расположены элементы подвижной насадки 5 (шары из вспененной пластмассы). Для засыпки шаров имеется люк 9. Воздух из атмосферы подается вентилятором 8.

Скорость воздуха рекомендуется выбирать до $(5\div 6)$ м/с в расчете на свободное сечение корпуса, а диаметр шаров $d_{ш} = (20\div 40)$ мм.

Для организации рационального режима работы аппарата следует принимать удельную плотность орошения в пределах $(0,5\div 0,7)10^{-3}$ м³/м³, свободное сечение опорно – распределительной решетки $(0,5\div 0,6)$ м²/м².

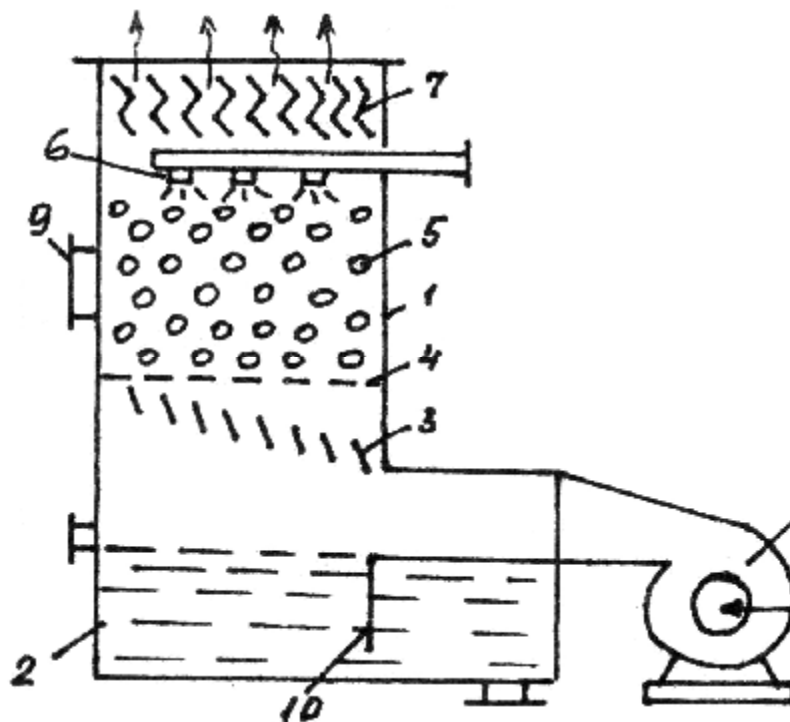


Рис. 2.11. Схема градирии с псевдооживленным слоем:
 1 – корпус; 2 - поддон; 3- распределительная решетка; 4- опорная решетка; 5- шаровая насадка; 6- форсунки; 7- брызгоотделитель;
 8 - вентилятор; 9- люк; 10 – перегородка

Таблица 2.11.

Техническая характеристика градирии «Одесса»

Марка градирии	50	100	150	250	500
1	2	3	4	5	6

1	2	3	4	5	
1. Количество охлаждаемой воды, м ³ /ч					
а) номинальное	10	20	30	50	100
б) наибольшее	16	32	50	60	160
в) наименьшее	6	11	16	21	50
2. Номинальный расход воздуха, м ³ /ч	7500	12000	20000	27000	54000
3. Номер центробежного вентилятора	6,3	8	8	10	10
4. Количество вентиляторов	1	1	1	1	2
5. Номинальная мощность электродвигателя, кВт	2,2	4	5,5	11	11
6. Сопротивление градирни, Па	500	500	500	608	608
7. Габариты, мм:					
длина	2772	3254	3504	4794	5360
ширина	1050	1269	1394	2063	3202
высота	2825	3225	3275	3703	3708
8. Масса, кг:					
без воды	735	1190	1440	1960	3073
с водой	1900	2500	3100	5000	5500
9. Давление перед форсунками, кПа	38	38	38	38	38
10. Расход свежей воды, м ³ /ч	0,2	0,3	0,5	0,7	1,5
11. Количество форсунок	2	4	6	12	24
12. Объем воды в поддоне, м ³	1,16	1,31	1,66	3,04	2,5

2.4.9. ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Рассмотренные выше теплообменные аппараты используются в качестве подогревателей, холодильников, дефлегматоров, конденсаторов и теплообменников другого назначения.

При выборе конструкции теплообменного аппарата необходимо исходить из конкретных условий его работы и основных требований, предъявляемых к теплообменникам, а также руководствоваться следующими основными положениями:

1)при теплообмене между теплоносителями без изменения агрегатного состояния целесообразно выбирать секционные аппараты, а там где габариты ограничены, применять многоходовой кожухотрубчатый теплообменник с перегородками в межтрубном пространстве;

2)в случае обогрева паром рекомендуется использовать многоходовые теплообменники по трубному пространству с подачей пара в межтрубное пространство;

3)для агрессивных химических сред и при небольших производительностях целесообразно применять аппараты с рубашками, оросительные и погружные змеевиковые теплообменники;

4)если условия теплообмена по обе стороны теплопередающей поверхности сильно отличаются друг от друга (например, системы газ-жидкость, газ - пар), то рекомендуются ребренные теплообменники;

5)если габариты и вес аппарата ограничены, то целесообразно применение пластинчатых ребристых или штампованных теплообменников;

6)во всех случаях следует выбирать наиболее простые по конструкции коррозионностойкие и дешевые по материалам теплообменники; к усложненным аппаратам (с плавающей головкой, с сильфонным компенсатором, спиральные), а также с трубами из цветных металлов следует прибегать в случаях необходимости.

Так как энергозатраты на эксплуатацию теплообменников напрямую зависят от гидравлического сопротивления движению теплоносителей, то их скорости в каналах и трубах ограничены пределами, представленными в табл. 2.12.

Таблица 2.12.

Рекомендуемые скорости теплоносителей
в трубах и каналах

Вид теплоносителя	Условия движения	Скорость движения, м/с
1	2	3
Жидкости маловязкие (вода, бензин, керосин и другие)	Нагнетательные и всасывающие линии	1,0 – 3,0 0,8 – 1,2
	Нагнетательные и всасывающие линии	0,5 – 1,0 0,2 – 0,8
Жидкости вязкие (легкие и тяжелые масла, растворы и т.д.)	Самотек	0,1 – 0,5
Газы при большом давлении	Нагнетательные линии компрессоров	15,0 – 30,0
Газы при небольшом давлении	Нагнетательные линии вентиляторов, газоходы	5,0 – 15,0
Газы при естественной тяге	Газоходы	2,0 – 4,0
Пары насыщенные (водяные, углеводородные и другие)	Давление в МПа	
	0,5 – 0,02	60 - 75
	0,02 – 0,05	40 - 60
	0,05 – 0,1	20 - 40
	0,1	10– 25

1	2	3
Пар водяной перегретый,	-	30-60
сухой насыщенный	-	20-30

Глава 3. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3.1. Расчет кожухотрубчатого теплообменника

Пример 1.

Рассчитать кожухотрубчатый теплообменник для нагревания 50000 кг/ч анилина с начальной температурой 20 °С до 100 °С. Греющий агент – насыщенный водяной пар с давлением 3 ата (294,3 кПа).

Расчет.

По таблицам [2, с. 549 – 550, табл. LУП] находим параметры насыщенного водяного пара, соответствующие заданному давлению: температура $t_{гп}=132,9$ °С, плотность $\rho_{гп}=1,618$ кг/м³; теплосодержание $I_{гп}=2730$ кДж/г; удельная теплота парообразования – $r_{гп}=2171$ кДж/кг.

Температура конденсирующего пара по всей поверхности нагрева и во времени остается постоянной. Тепловая схема такого процесса представлена ниже.

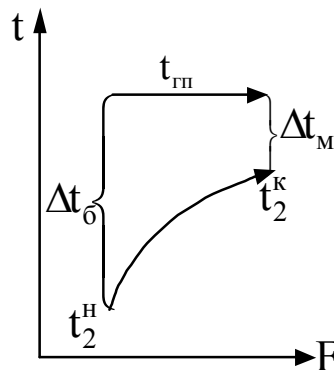


Рис. 3.1. Схема изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена

Здесь $\Delta t_B=112,9$ °С – большая и $\Delta t_M=32,9$ °С – меньшая разности температур на входе и выходе из теплообменника.

Средняя разность температур рассчитывается по среднелогарифмической формуле

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_B - \Delta t_M) / \ln(\Delta t_B / \Delta t_M) \quad (3.1)$$

$$\Delta t_{cp} = (112,9 - 32,9) / \ln(112,9 / 32,9) = 64,9 \text{ °С}$$

Средняя температура анилина

$$t_{cp.a} = t_{гп} - \Delta t_{cp} \quad (3.2)$$

$$t_{cp.a} = 132,9 - 64,9 = 68 \text{ °С}$$

В соответствии с рекомендациями по выбору конструкции теплообменников, представленными выше, анилин направляем по трубам, а

пар - в межтрубное пространство, так как термическое сопротивление загрязнений, образующихся на стенках трубок со стороны анилина выше, чем со стороны пара и поэтому возникает необходимость в частой очистке. Причем коэффициент теплоотдачи внутри трубок всегда меньше, чем снаружи.

По табл. 2.1 (и табл. 1 приложения) выбираем теплообменник типа ТН с трубками с наружным диаметром $d_H=25$ мм и толщиной стенки $\delta_{ст}=2$ мм, т.е. внутренний диаметр трубок $d_B=21$ мм.

Задаемся развитым турбулентным движением анилина внутри трубок, например, принимаем критерий Рейнольдса $Re_a=12000$, с таким условием, чтобы скорость анилина была в допустимых пределах для кожухотрубчатых теплообменников ($W = 0,5 \div 2,0$ м/с).

Тогда скорость анилина W_a и необходимая площадь проходного сечения одного хода по трубам $F_{пр}$ можно определить при решении уравнения массового расхода (3.3) и выражения для критерия Рейнольдса (3.4).

$$G_a = F_{пр} W_a \rho_a, \quad (3.3)$$

$$Re_a = (W_a d_B \rho_a) / \mu_a = G_a d_B / (F_{пр} \mu_a), \quad (3.4)$$

$$F_{пр} = n \cdot 0,785 d_B^2, \quad (3.5)$$

где $G_a = 13,9$ кг/с – массовый расход анилина; $\mu_a = 1,5 \cdot 10^{-3}$ Па с – динамический коэффициент вязкости [2, с.556, рис.У] и плотность $\rho_a = 963$ кг/м³ [2, с.512, табл. 1У] анилина при $t_{ср.а} = 68$ °С; n – число труб в одном ходу.

$$13,9 = F_{пр} W_a 963$$

$$12000 = 13,9 \cdot 0,021 / (F_{пр} \cdot 0,0015),$$

откуда $F_{пр} = 0,0162$ м²; $W_a = 0,872$ м/с.

Наиболее близким значением площади проходного сечения одного хода является двухходовой теплообменник с $F_{пр} = 0,017$ м² (см. табл.1 приложения). Тогда число труб в одном ходу n по формуле (3.5) и общее в двух ходах n_0 составят, соответственно:

$$n = 0,017 / (0,785 \cdot 0,021) = 49$$

$$n_0 = 2 \cdot 49 = 98.$$

Уточним по формуле (3.4) режим движения анилина в трубах

$$Re_a = G_a d_B / (F_{пр} \mu_a) = 13,9 \cdot 0,021 / (0,017 \cdot 0,0015) = 11447$$

Данному значению критерия Рейнольдса соответствует критериальное уравнение (при $Re > 10000$):

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} \xi_1, \quad (3.6)$$

где $Nu = \alpha_a d_B / \lambda_a$; $Pr = c_a \mu_a / \lambda_a$ – критерии Нуссельта и Прандтля для движущейся среды; $Pr_{ст}$ – критерий Прандтля при температуре стенки труб со стороны движущейся жидкости; α_a , c_a и λ_a – коэффициенты теплоотдачи, теплоемкости и теплопроводности для движущейся жидкости при средней температуре; ξ_1 – поправочный коэффициент, зависящий от Re и отношения длины L к диаметру труб d_B [2, с. 153, табл. 43]. Так как при всех возможных вариантах при длине труб от 2000 до 6000 мм отношение $L / d_B > 50$, то значением ξ_1 можно пренебречь.

Температура поверхности со стороны анилина и пара определяется термическими сопротивлениями с обеих сторон теплоносителей, но так как они неизвестны, то их можно приближенно определить из следующих соображений:

1. Средняя разность температур Δt_{cp} равна сумме частных температурных напоров со стороны пара $\Delta t_{п}$, анилина Δt_a и в стенке $\Delta t_{ст}$

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{п} + \Delta t_a + \Delta t_{ст}. \quad (3.7)$$

2. При установившемся процессе теплообмена значение удельного потока теплоты q в любом поперечном сечении труб есть величина постоянная

$$q = \alpha_{п} \Delta t_{п} = \alpha_a \Delta t_a = \Delta t_{ст} / r_{ст} = K \Delta t_{cp}. \quad (3.8)$$

Термические сопротивления со стороны пара ($1/\alpha_{п} = r_{п}$), анилина ($1/\alpha_a = r_a$) и стенки ($\delta_{ст}/\lambda_{ст} = r_{ст}$)

$$r_{ст} = r_{ст.п} + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + r_{ст.а}. \quad (3.9)$$

По табл. 3.2 принимаем коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке $\alpha_{п} = 5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, от анилина к стенке $\alpha_a = 1300 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Тогда термическое сопротивление со стороны пара $r_{п} = 1/\alpha_{п} = 2 \cdot 10^{-4}$; со стороны анилина $r_a = 1/\alpha_a = 7,69 \cdot 10^{-4}$. По табл. 3.3 термические сопротивления: $r_{ст.п} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{Вт} \cdot \text{К}$; $r_{ст.а} = 1,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{Вт} \cdot \text{К}$; для стали $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

$$r_{ст} = 1 \cdot 10^{-4} + 0,002/46,5 + 1,7 \cdot 10^{-4} = 3,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{Вт} \cdot \text{К}.$$

Сумма термических сопротивлений теплопередачи Σr

$$\Sigma r = r_{п} + r_{ст} + r_a, \quad (3.10)$$

$$\Sigma r = 1/5000 + 3,13 \cdot 10^{-4} + 1/1300 = 12,84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{Вт} \cdot \text{К}.$$

Разобьем Δt_{cp} на частные температурные напоры пропорционально их термическим сопротивлениям на частные температурные сопротивления

$$\Delta t_{п} = \Delta t_{cp} \cdot r_{п} / \Sigma r = 64,9 \cdot 2 \cdot 10^{-4} / 12,84 \cdot 10^{-4} = 10,12 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{ст} = \Delta t_{cp} \cdot r_{ст} / \Sigma r = 64,9 \cdot 3,13 \cdot 10^{-4} / 12,84 \cdot 10^{-4} = 15,82 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_a = \Delta t_{cp} \cdot r_a / \Sigma r = 64,9 \cdot 7,69 \cdot 10^{-4} / 12,84 \cdot 10^{-4} = 38,87 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Отсюда

$$t_{ст.п} = t_{п} - \Delta t_{п} = 132,9 - 10,12 = 122,78 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{ст.а} = t_{ст.п} + \Delta t_a = 68 + 38,87 = 106,87 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По справочной литературе определяются параметры анилина при температурах средней $t_{ст.а}$ и $t_{ст.п}$. Эти данные сведены в таблицу 3.5.

Из уравнения (3.6.) критерий Нуссельта

$$Nu = 0,021 \cdot 11462^{0,8} \cdot 18,78^{0,43} (18,78/8,24)^{0,25} = 161.$$

Откуда

$$\alpha_a = Nu \lambda_a / d_b = 161 \cdot 0,174 / 0,021 = 1334 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара $\alpha_{п}$ к поверхности вертикальных труб рассчитывается по формуле [2, с. 161]

$$\alpha_{п} = 3,78 \lambda_v (\rho_v^2 d_n n_o / \mu_v D_{п})^{0,333}, \quad (3.11)$$

для которой определяющей температурой является средняя температура пленки конденсата (воды) $t_{пл}$

$$t_{пл} = (t_{п} + t_{ст.п}) / 2, \quad (3.12)$$

тогда

$$t_{пл} = (132,9 + 122,8) / 2 = 127,84 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Таблица 3.2

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи α при различных условиях теплообмена

Условия теплоотдачи	α , Вт/м ² ·°К	Условия теплоотдачи	α , Вт/м ² ·°К
Турбулентное движение:		Свободное движение	
1. жидкости		воды	350 – 900
а) вдоль оси труб	1000-5500	Кипение воды	2000-2400
б) поперек труб	3000 -10 ⁴	Конденсация водяного пара	9000-15000
2. воздуха (газа)		Кипение органических жидкостей	3000-3500
а) вдоль оси труб	50 – 150	Конденсация паров органических жидкостей	230-3000
б) поперек труб	100 – 300		
Ламинарное движение			
вдоль оси труб:			
а) жидкости	300 – 400		
б) воздуха (газа)	10 – 20		

Таблица 3.3

Термические сопротивления загрязнений на поверхности теплообмена аппаратов промышленного назначения

Теплоносители	Процесс теплообмена	$r_{заг}$, 10 ⁴ (м ² ·°К/Вт)
Водяной пар	Конденсация	1,0 - 2,9
Водяной пар, загрязненный маслом	Конденсация	5,8
Воздух	Конвекция	11,6
Газы промышленные	Конвекция	58,0
Диофелины и полемиризирующие углеводороды	Кипение	29,0
Масло циркуляционное чистое	Конвекция	5,8
Масло машинное и трансформаторное	Конвекция	5,8
Масла закалочные	Конвекция	23,0
Нефть, жидкое топливо	Конвекция	29,0
Органические продукты жидкие	Конвекция	1,7 – 5,8
Органические продукты парообразные	Конденсация	5,8
Рассолы	Конвекция	5,8
Углеводороды С ₁ – С ₈	Кипение	5,8
Углеводороды С ₉ и более тяжелые	Кипение	5,8 – 17,5
Хладоагенты жидкие	Кипение и Конвекции	58,0
Хладоагенты парообразные	Конденсация	11,6
Этиловый спирт (пары)	Конденсация	10,0

Термические сопротивления загрязнений $r_{\text{заг}}$ на поверхности охлаждения аппаратов промышленного назначения, вносимые охлаждаемой водой

Охлаждающая вода	Температура горячего теплоносителя, К	Температура воды, °С	$r_{\text{заг}} \cdot 10^4$ (м ² К/Вт)
Дистиллированная	<473	Любая	2,9
	<393	<40	58,0
Котловая	<393	<40	29,0
	393÷473	>40	58,0
Оборотная после градирен, очищенная	<393	<40	5,8
	393÷473	>40	12,0
Оборотная после градирен, неочищенная и озерная	<393	<40	17,0
	393÷473	>40	19,0
чистая	393÷473	>40	23,0
	Речная	<393	<40
<393		<40	12,0
Морская	393÷473	>40	23,0
	393÷473	>40	17,0
	<393	<40	2,9
	393÷473	>40	5,8

При этой температуре теплопроводность конденсата $\lambda_{\text{в}}=0,686$ Вт/(мК), его плотность $\rho_{\text{в}}=936$ кг/м³, а динамический коэффициент вязкости $\mu_{\text{в}}=0,214 \cdot 10^{-3}$ Па·с [2, с.537, табл.ХХХ1Х].

В уравнении (3.11) $d_{\text{н}}=0,025$ мм – наружный диаметр труб, $n_0 = 98$ – общее число труб; $D_{\text{п}}$ - расход пара на нагревание анилина, определяется из теплового баланса

$$Q=D_{\text{п}}(I_{\text{гп}}-c_{\text{в}}t_{\text{пл}})0,98=G_{\text{а}}(c_{\text{а.к}}t_{\text{а.к}}-c_{\text{а.н}}t_{\text{а.н}}), \quad (3.13)$$

где $c_{\text{в}}=4270$ кДж/(кг·К)–теплоемкость конденсата (воды) при $t_{\text{пл}}$ [2, с.557, табл. ХХХ1Х]; $c_{\text{а.к}}=2221$ кДж/(кг·К) и $c_{\text{а.н}}=2137$ кДж/(кг·К) [2, с. 562, табл.Х1] теплоемкости анилина при конечной $t_{\text{а.к}}$ и начальной $t_{\text{а.н}}$ температурах; 0,98– коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Таблица 3.5

Теплофизические свойства анилина

Параметр	$t_{\text{ср.а}}=68$ °С	$t_{\text{ср.а}}=106,87$ °С	Литература
Плотность, кг/м ³	983	942	[2,с.512,табл.1У]
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	2179	2263	[2,с.562, рис.Х1]
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,174	0,165	[2,с.561, рис.Х]
Критерий Прандтля, Pr	18,78	8,24	

Отсюда расход греющего пара

$$D_{\text{п}} = G_{\text{а}}(c_{\text{а.к}}t_{\text{а.к}} - c_{\text{а.н}}t_{\text{а.н}}) / (I_{\text{гп}} - c_{\text{в}}t_{\text{пл}}) 0,98 = 13,9(2221 \cdot 100 - 2137 \cdot 20) / (2,74 \cdot 10^6 - 4270 \cdot 127,84) 0,98 = 1,141 \text{ кг/с.}$$

По уравнению (3.11) коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{п}} = 3,78 \cdot 0,686 \cdot (936^2 \cdot 0,025 \cdot 98) / 0,214 \cdot 10^{-3} \cdot 1,141^{0,333} = 5342 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = 1 / (1/\alpha_{\text{п}} + r_{\text{ст}} + 1/\alpha_{\text{а}}), \quad (3.14)$$

$$K = 1 / (1/5341 + 3,13 \cdot 10^{-4} + 1/1334) = 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необходимая поверхность теплообмена определяется из уравнения теплопередачи

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{\text{ср}}) \quad (3.15)$$

$$Q = G_{\text{а}}(c_{\text{а.к}}t_{\text{а.к}} - c_{\text{а.н}}t_{\text{а.н}}) = 13,9(2221 \cdot 100 - 2137 \cdot 20) = 2493 \text{ кВт,}$$

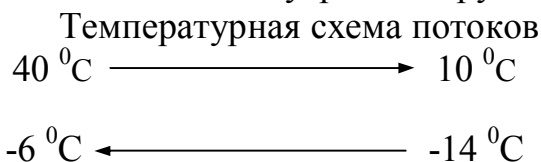
$$F = 2493 \cdot 10^3 / (800 \cdot 64,9) = 47,98 \text{ м}^2.$$

По табл. 1 приложения выбираем двухходовой теплообменник типа ТН с действительной поверхностью теплообмена $F = 47 \text{ м}^2$, с внутренним диаметром $D_{\text{вн}} = 400 \text{ мм}$, наружным $D_{\text{н}} = 426 \text{ мм}$, длиной труб $L = 6000 \text{ мм}$.

3.2. Расчет теплообменника «труба в трубе»

Пример 3.2. Рассчитать теплообменник типа «труба в трубе» для охлаждения $G_{\text{Г}} = 3600 \text{ кг/ч}$ гексана от 40 до $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Хладагент (20% NaCl) – рассол - нагревается от -14 до $-6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Решение. Выбираем элемент теплообменника ТТ-80 (ГОСТ 9930-78) длиной труб $L = 6 \text{ м}$, с диаметром труб- наружной $D_{\text{н}} = 80 \times 5 \text{ мм}$, внутренней $d_{\text{вн}} = 48 \times 4 \text{ мм}$ [3, с. 406]. Гексан направляем по кольцевому пространству, а рассол противотоком по внутренней трубе.



$$\overline{\Delta t_{\text{б}} = 46 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \Delta t_{\text{м}} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Так как $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} < 2$, то

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}) / 2 = (46 + 24) / 2 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средние температуры теплоносителей:

рассола

$$t_{\text{р.ср}} = -(6 + 14) / 2 = -10 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

гексана

$$t_{\text{г.ср}} = t_{\text{р.ср}} + \Delta t_{\text{ср}} = -10 + 35 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

В данном примере потери теплоты происходят от наружной поверхности труб за счет теплопередачи от гексана в окружающую среду. С другой стороны, наблюдаются потери холода в соединяющих секции калачах, которые необходимо изолировать. С достаточной степенью точности в нашем примере потерями теплоты можно пренебречь.

Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q = G_r c_r (t_{нr} - t_{кр}) = 3600 \cdot 2220,7 \cdot (40 - 10) / 3600 = 66621 \text{ Вт.}$$

Расход хладагента

$$G_p = Q / c_p (t_{кр} - t_{нр}) = 66621 / 3400 ((-6) - (-14)) = 2,45 \text{ кг/с.}$$

Здесь t_n и t_k – начальные и конечные температуры теплоносителей; индексы г и р – относятся к гексану и рассолу соответственно; $c_r = 2220,7 \text{ Дж/(кг К)}$, $c_p = 3400 \text{ Дж/(кгК)}$ – теплоемкости гексана и рассола при средних температурах [2, с.562 и с.546].

Скорости гексана и рассола

$$W_r = G_r / \rho_r S_r = 3600 / (655,25 \cdot 0,002 \cdot 3600) = 0,76 \text{ м/с,}$$

$$W_p = G_p / \rho_p \cdot 0,785 d_{вн}^2 = 2,45 / 1150 \cdot 0,785 \cdot 0,04^2 = 1,7 \text{ м/с,}$$

где $S_r = 0,785(D_{вн}^2 - d_n^2) = 0,785 \cdot (0,07^2 - 0,048^2) = 0,002 \text{ м}^2$ – площадь сечения кольца между труб; $\rho_r = 655,25 \text{ кг/м}^3$ – плотность гексана при средней температуре [2, с. 512. табл.1V]; $D_{вн} = (80 - 2 \times 5) = 70 \text{ мм}$ – внутренний диаметр наружной трубы, d_n и $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры внутренней трубы.

Режимы движения теплоносителей.

Критерий Рейнольдса для гексана

$$Re_r = W_r d_3 \rho_r / \mu_r = 0,76 \cdot 0,022 \cdot 655,25 / 0,00024 = 45649,$$

где $d_3 = D_{вн} - d_n = 70 - 48 = 22 \text{ мм} = 0,022 \text{ м}$; μ_r – динамическая вязкость гексана при средней температуре.

Критерий Рейнольдса для рассола

$$Re_p = W_p d_{вн} \rho_p / \mu_p = 1,7 \cdot 0,04 \cdot 1150 / 0,00408 = 19167,$$

где $\mu_p = 4,08 \cdot 10^{-3} \text{ Па с}$ – динамический коэффициент вязкости рассола при средней температуре [2, с. 556].

Определение коэффициентов теплоотдачи α в зависимости от критериев Рейнольдса (Re) и Прандтля (Pr) проводят по критериальным уравнениям для расчета критерия Нуссельта (Nu).

Для гексана критерий Нуссельта определим по уравнению (3.6), не учитывая в первом приближении соотношением ($Pr_r / Pr_{ст}$)

$$Nu_r = 0,021(45649)^{0,8} (5,5)^{0,43} = 233,4,$$

где $Pr_r = 5,5$ – критерий Прандтля для гексана при средней температуре [2, с.564].

По табл.3.3 принимаем термические сопротивления загрязнений со стороны гексана $r_{заг.г} = 1,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$, со стороны рассола $r_{заг.р} = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{К)/Вт}$.

Сумма термических сопротивлений загрязнений и стенки

$$\Sigma r = r_{заг.г} + \delta_{ст} / \lambda_{ст} + r_{заг.р} = 1,7 \cdot 10^{-4} + 0,004 / 46,5 + 5,8 \cdot 10^{-4} = 8,4 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{К)/Вт,}$$

где $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт/(мК)}$ – теплопроводность стали.

Коэффициент теплоотдачи от гексана к наружной поверхности внутренней трубы

$$\alpha_r = Nu_r \lambda_r / d_3 = 233,4 \cdot 0,14 / 0,022 = 1485 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$$

где $\lambda_r = 0,14 \text{ Вт/(мК)}$ – теплопроводность гексана при средней температуре [2, с.561].

Расчет критерия Нуссельта для нагревающегося рассола проводим по формуле (3.6).

Для нагреваемой жидкости величиной $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ и ξ_l (при $L/d > 1$) можно пренебречь, тогда

$$Nu_p = 0,021 Re_p^{0,8} Pr_p^{0,43} = 0,021 \cdot 19167^{0,8} \cdot 27,26^{0,43} = 232,$$

где $Pr_p = 27,26$ – критерий Прандтля для рассола при средней температуре.

Коэффициент теплоотдачи от стенки внутренней трубы к рассолу

$$\alpha_p = Nu_p \lambda_p / d_{вн} = 232 \cdot 0,51 / 0,04 = 2958 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

здесь $\lambda_p = 0,51 \text{ Вт}/\text{мК}$ – теплопроводность рассола при средней температуре.

Коэффициент теплопередачи

$$K = 1/(1/\alpha_r + \Sigma r + 1/\alpha_p) = 1/(1/1485 + 8,4 \cdot 10^{-4} + 1/2958) = 513 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Рассчитаем температуру стенки со стороны гексана

$$t_{ст.г} = t_{ср.г} - K \cdot \Delta t_{ср} / \alpha_r = 25 - 513 \cdot 35 / 1485 = 13 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Критерий Прандтля для гексана $Pr_{ст.г} = 5,0$, а соотношение $(Pr_g/Pr_{ст.г})^{0,25} = 1,02$.

Очевидно, что коэффициент теплопередачи уточнения не требует.

Поверхность теплопередачи

$$F = Q / (K \Delta t_{ср}) = 66621 / (513 \cdot 35) = 3,7 \text{ м}^2.$$

Тогда число элементов в теплообменнике составит

$$n = F / F_1 = 3,7 / 0,83 = 4,45,$$

где $F_1 = \pi d_{ср} L = 3,14(48+40) \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 6 = 0,83 \text{ м}^2$ – поверхность теплообмена одной секции. Принимаем с допустимым запасом $n = 5$.

Стандартные размеры теплообменника типа ТТ представлены в табл. 2.2.

Рекомендуемые основные размеры и техническая характеристика элементов, а также их компоновка дана в приложении в таблицах 3.1-3.3 и рисунках.

3.3. Расчет тепловой изоляции теплообменного оборудования

Поверхность теплоиспользующего оборудования обычно покрывается слоем теплоизоляционного материала с целями:

снижение потерь тепловой энергии в окружающую среду;

соблюдения техники безопасности при обслуживании аппарата исключая возможности ожога. Допустимая температура стенки не должна превышать $t_{ст.из} = 40 \div 50 \text{ }^\circ\text{C}$;

уменьшения тепловыделения в атмосферу производственных помещений.

Расчет тепловых потерь ведут из условия для неизолированных аппаратов в пределах $(10 \div 15)\%$ от полезно используемой теплоты Q и $(1 \div 3)\%$ для изолированных аппаратов.

Пример 3.3.

Определить величину тепловых потерь теплообменника типа ТН диаметром корпуса 1000 мм, длиной труб 600 мм и толщину слоя изоляции из асботкани. Теплообменник служит для нагревания раствора греющим паром с температурой $t_{гп} = 132,9 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура окружающей среды $t_{oc} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение.

Расчет теплотерь $Q_{п}$ в окружающую среду проводим по основному уравнению теплопередачи

$$Q_{\text{п}} = K_{\text{п}} F_{\text{н}} \Delta t_{\text{ср.п}}, \quad (3.16)$$

где $F_{\text{н}}$ - наружная поверхность теплообменника; $\Delta t_{\text{ср.п}}$ - средняя разность температур между греющим паром и окружающей средой; $K_{\text{п}}$ - коэффициент теплопередачи от пара в окружающую среду.

$$F_{\text{н}} = \pi D_{\text{н}} L + 0,5 \pi D_{\text{н}}^2, \quad (3.17)$$

$$F_{\text{н}} = 3,14 \cdot 1,0 \cdot 6,0 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1,0^2 = 20,41 \text{ м}^2.$$

$$\Delta t_{\text{ср.п}} = t_{\text{гп}} - t_{\text{ос}} = 132,9 - 18 = 114,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При соблюдении равенства тепловых потоков

$$q = \lambda_{\text{из}}(t_{\text{гп}} - t_{\text{ст.из}}) / \delta_{\text{из}} = \alpha_{\text{в}}(t_{\text{ст.из}} - t_{\text{ос}}), \quad (3.18)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ коэффициент теплоотдачи воздуха к стенке при свободной конвекции определяется по приближенной формуле

$$\alpha_{\text{в}} = 8,4 + 0,06 \Delta t_{\text{в}}. \quad (3.19)$$

Здесь $\Delta t_{\text{в}} = 40 - 18 = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$ - разность температур наружной поверхности изоляции и окружающего воздуха, $t_{\text{ст.из}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ - принятая температура наружной поверхности изоляции.

$$\alpha_{\text{в}} = 8,4 + 0,06 \cdot 22 = 9,72 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Для асботкани коэффициент теплопроводности по табл. 3.6

$$\lambda_{\text{из}} = 0,13 + 0,00026 \cdot t_{\text{ср.из}}, \quad (3.20)$$

где средняя температура изоляционного слоя $t_{\text{ср.из}}$

$$t_{\text{ср.из}} = (t_{\text{гп}} + t_{\text{ст.из}}) / 2 = (132,9 + 40) / 2 = 86,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\lambda_{\text{из}} = 0,13 + 0,00026 \cdot 86,5 = 0,1525 \text{ Вт}/(\text{мК}).$$

Рассчитаем из уравнения (3.18.) толщину необходимого изоляционного слоя

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}}(t_{\text{гп}} - t_{\text{ст.из}}) / \alpha_{\text{в}}(t_{\text{ст.из}} - t_{\text{ос}}) = 0,1525(132,9 - 40) / 9,72(40 - 18) = 0,066 \text{ м}.$$

Пренебрегая в виду малости термическими сопротивлениями теплоотдачи со стороны пара и раствора, коэффициент теплопередачи от пара в окружающую среду определяем по уравнению

$$K_{\text{п}} = 1 / (\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + \delta_{\text{из}} / \lambda_{\text{из}} + 1 / \alpha_{\text{в}}), \quad (3.21)$$

$$K_{\text{п}} = 1 / (0,005 / 46,5 + 0,066 / 0,1525 + 1 / 9,72) = 1,865 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

где $\delta_{\text{ст}} = 5 \text{ мм}$ - толщина стенки корпуса.

Тепловые потери из уравнения (3.16)

$$Q_{\text{п}} = 1,865 \cdot 114,9 \cdot 20,41 = 4374 \text{ Вт}.$$

В том случае, когда величиной потерь задаются, толщиной изоляции приходится задаваться и потери теплоты уточнять.

3.4. РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Пример 3.4. Определить основные размеры спирального теплообменника для нагревания $G_2 = 30000 \text{ кг/ч}$ водного раствора NH_4NO_3 с концентрацией 30 масс.% от $t_{2\text{н}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ до температуры кипения при атмосферном давлении. Нагревание осуществляется насыщенным водяным паром с давлением 0,3 МПа.

Решение. Принимаем индексы: для пара - п, конденсата пара -1, раствора -2, н - начальная температура, к - конечная.

Параметры насыщенного водяного пара при давлении $P = 0,3$ МПа составляют: температура – $t_{п} = 132,9$ °С, теплосодержание – $I_{п} = 2730$ кДж/кг, удельная теплота парообразования – $r_{п} = 2171$ кДж/кг, температура кипения раствора $t_{2к} = 102,4$ °С [2].

Температурная схема теплоносителей



Таблица 3.6

Расчетные значения коэффициентов теплопроводности
изоляционных материалов

Теплоизоляционный материал	Максимальная температура применения, °С	Расчетные значения коэффициентов теплопроводности, Вт/(мК)
Альфоль гофрированный	350	$0,059 + 0,00025t_{ср,из}$
Альфоль гладкий	350	$0,053 + 0,00024t_{ср,из}$
Асбест с прослойкой стекловолокна	450	$0,058 + 0,00023t_{ср,из}$
Асботкань с хлопком	200	$0,13 + 0,00026t_{ср,из}$
Асботкань без хлопка	450	$0,13 + 0,00026t_{ср,из}$
Асбозурит мастичный	900	$0,16 + 0,00018t_{ср,из}$
Асбовермокулит	600	$0,081 + 0,00023t_{ср,из}$
Войлок строительный	100	$0,044 + 0,00021t_{ср,из}$
Диатомит	900	$0,116 + 0,00023t_{ср,из}$
Известковый кремнезем	600	$0,068 + 0,00013t_{ср,из}$
Минеральная вата	600	$0,043 + 0,00020t_{ср,из}$
Стекловолокно	450	$0,04 + 0,00026t_{ср,из}$
Пендиатомид	850	$0,081 + 0,00023t_{ср,из}$
Пенобетон	400	$0,11 + 0,00030t_{ср,из}$
Пеношамот	1350	$0,28 + 0,00023t_{ср,из}$
Пенопласт ФПП-1	130	$0,033 + 0,00021t_{ср,из}$
Перлит вспученный	900	$0,058 + 0,00012t_{ср,из}$
Перлитоцемент	600	$0,076 + 0,00019t_{ср,из}$
Минеральная вата	400	$0,043 + 0,00022t_{ср,из}$
Стекловата	60	$0,042 + 0,00035t_{ср,из}$

Средняя разность температур

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m) = (92,9 - 28,7) / \ln(92,7/28,7) = 54,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура раствора

$$t_{2cp} = t_n - \Delta t_{cp} = 132,9 - 54,6 = 78,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По справочным данным теплофизические свойства 30% раствора NH_4NO_3 при средней температуре: теплопроводность $\lambda_2 = 0,583 \text{ Вт/(мК)}$; плотность $\rho_2 = 1093 \text{ кг/м}^3$; коэффициент динамической вязкости - $\mu_2 = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$; критерий Прандтля $\text{Pr}_2 = 2,66$; теплоемкость $c_2 = 3378 \text{ Дж/(кгК)}$.

Расход теплоты на нагревание раствора:

$$Q = G_2 c_2 (t_{2,k} - t_{2,n}) / 3600 = 30000 \cdot 3378 \cdot (104,2 - 40) / 3600 = 1807200 \text{ Вт}.$$

Расход греющего пара с учетом 1% потерь в окружающую среду

$$D_{\text{п}} = 1,01 Q / r_{\text{п}} = 1,01 \cdot 1807200 / 2171000 = 0,84 \text{ кг/с}.$$

Задаемся стандартными размерами спирального канала – шириной $b = 12 \text{ мм}$, высотой $h = 0,5 \text{ м}$ (табл.2.4).

Тогда скорость движения раствора

$$W_2 = G_2 / (3600 \rho_2 b h) = 30000 / (3600 \cdot 1093 \cdot 0,012 \cdot 0,5) = 1,27 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр канала

$$d_3 = 4bh / 2(b + h) = 4 \cdot 0,012 \cdot 0,5 / 2(0,012 + 0,5) = 0,0234 \text{ м}.$$

Критерий Рейнольдса для раствора

$$\text{Re}_2 = W_2 d_3 \rho_2 / \mu_2 = 1,27 \cdot 0,0234 \cdot 1093 / 0,46 \cdot 10^{-3} = 69111.$$

Для спиральных теплообменников при значении $\text{Re} > 2000$ рекомендуется использовать критериальное уравнение аналогичное уравнению (3.6)

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}.$$

Примем в первом приближении $(\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} = 1$.

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot 69111^{0,8} \cdot 2,66^{0,43} = 240.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к раствору

$$\alpha_2 = \text{Nu} \lambda_2 / d_3 = 240 \cdot 0,583 / 0,0234 = 5980 \text{ Вт/(м}^2\text{C)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке

$$\alpha_1 = 1,15 (g \rho_1^2 \lambda_1^3 r_{\text{п}} / \mu_1 h \Delta t_1)^{0,25}, \quad (3.22)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\rho_1 = 932 \text{ кг/м}^3$ – плотность конденсата; $\mu_1 = 0,213 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ – коэффициент динамической вязкости конденсата; $\lambda_1 = 0,686 \text{ Вт/(мК)}$ – теплопроводность конденсата. Теплофизические параметры конденсата приняты при температуре конденсации.

Принимаем движущую силу процесса конденсации

$$\Delta t_1 = t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{ст.1}} = 0,1 \Delta t_{cp} = 0,1 \cdot 54,6 = 5,46 \text{ } ^\circ\text{C},$$

тогда $\Delta t_{\text{ст.1}} = 132,9 - 5,46 = 127,4 \text{ } ^\circ\text{C}$,

$$\alpha_1 = 1,15 [9,81 \cdot 932^2 \cdot 0,686^3 \cdot 2171000 / (0,000213 \cdot 0,5 \cdot 5,46)]^{0,25} = 11831 \text{ Вт/(м}^2\text{K)}.$$

Сумма термических сопротивлений стенки

$$\Sigma r = r_{\text{заг.п}} + \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + r_{\text{заг.р}} = 0,00017 + 0,004 / 46,5 + 0,00017 = 0,00043 \text{ (м}^2\text{K)/Вт},$$

где $r_{\text{заг.п}}$ и $r_{\text{заг.р}}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны пара и раствора (табл.3.3); $\delta_{\text{ст}} = 4 \text{ мм}$ – толщина листов; $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт/(мК)}$ – теплопроводность стали.

Коэффициент теплопередачи

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + \Sigma r + 1/2) = 1 / (1/11831 + 0,00043 + 1/5980) = 1466 \text{ Вт/(мК)}.$$

Температура стенки со стороны раствора

$$t_{ст.2} = t_{2,ср} + K \cdot \Delta t_{ср} / \alpha_2 = 78,3 + 1466 \cdot 54,6 / 5930 = 92 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура стенки со стороны пара

$$t_{ст.1} = t_{п} - K \cdot \Delta t_{ср} / \alpha_1 = 132,9 - 1466 \cdot 54,6 / 11831 = 126 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Уточняем коэффициенты теплоотдачи от стенки к раствору и от пара к стенке

$$\alpha_2^* = \alpha_2 (Pr / Pr_{ст.2})^{0,25} = 5980 (2,66 / 2,3)^{0,25} = 6201 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

где $Pr_{ст.2} = 2,3$ – критерий Прандтля для раствора при $87,4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Средняя температура пленки конденсата

$$t_{пл} = (t_{п} + t_{ст.1}) / 2 = (132,9 + 126) / 2 = 130 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Движущая сила процесса конденсации $\Delta t_1 = 132,9 - 130 = 2,9 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Свойства воды на линии насыщения при $130 \text{ } ^\circ\text{C}$ [2, табл. XXXIX],

$$\begin{array}{cccc} \rho_1 (\text{кг}/\text{м}^3); & c_1 (\text{кДж}/\text{кгК}); & \lambda_1 (\text{Вт}/\text{мК}); & \mu_1 (\text{Па}\cdot\text{с}). \\ 935 & 4,27 & 0,686 & 0,212 \cdot 10^{-3} \end{array}$$

Тогда по формуле (3.22)

$$\alpha_1^* = 1,15 [9,81 \cdot 935^2 \cdot 0,686^3 \cdot 2171000 / (0,212 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 2,9)]^{0,25} = 7647 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

Уточненный коэффициент теплопередачи

$$K^* = 1 / (1/7647 + 0,00043 + 1/6201) = 1389 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поверхность теплообмена

$$F = Q / K^* \Delta t_{ср} = 1807200 / 1389 \cdot 54,6 = 24 \text{ м}^2.$$

Действительную поверхность принимают больше расчетной до 15%. По табл.2.4 принимаем стандартный спиральный теплообменник с поверхностью $F_d = 25 \text{ м}^2$. Здесь же даны основные параметры теплообменника.

3.5. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

3.5.1. Расчет барометрического конденсатора

Пример 3.5. Рассчитать полочный сухой конденсатор смешения (рис.3.1.) для конденсации $D_{п} = 6000 \text{ кг}/\text{ч}$ насыщенного водяного пара. Необходимый вакуум в аппарате $P_{вак} = 600 \text{ мм рт.ст.}$, охлаждающий агент – речная вода. Атмосферное давление $P_{ат} = 760 \text{ мм рт.ст.}$

Расчет. Принимаем для барометрического конденсатора противоточную схему движения теплоносителей.

Абсолютное давление в аппарате составит

$$P_a = P_{ат} - P_{вак} = 760 - 600 = 160 \text{ мм рт.ст.}$$

По параметрам насыщенного водяного пара [2, с. 548 – 550] находим: $t_{нас} = 61,3 \text{ } ^\circ\text{C}$; теплосодержание пара $I_{п} = 2609 \text{ кДж}/\text{кг}$; плотность пара $\rho = 0,142 \text{ кг}/\text{м}^3$; удельная теплота парообразования $r = 2354 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Расход охлаждающей воды $G_{в}$ находят из уравнения теплового баланса

$$D_{п} I_{п} + G_{в} c_{вн} t_{вн} = (D_{п} + G_{в}) c_{вк} t_{вк}, \quad (3.23)$$

где $t_{вн}$ и $t_{вк}$ – начальная температуры охлаждающей воды и смеси конденсата с охлаждающей водой; $c_{вн}$ и $c_{вк}$ – удельная теплоемкость охлаждающей воды и смеси при температурах $t_{вн}$ и $t_{вк}$.

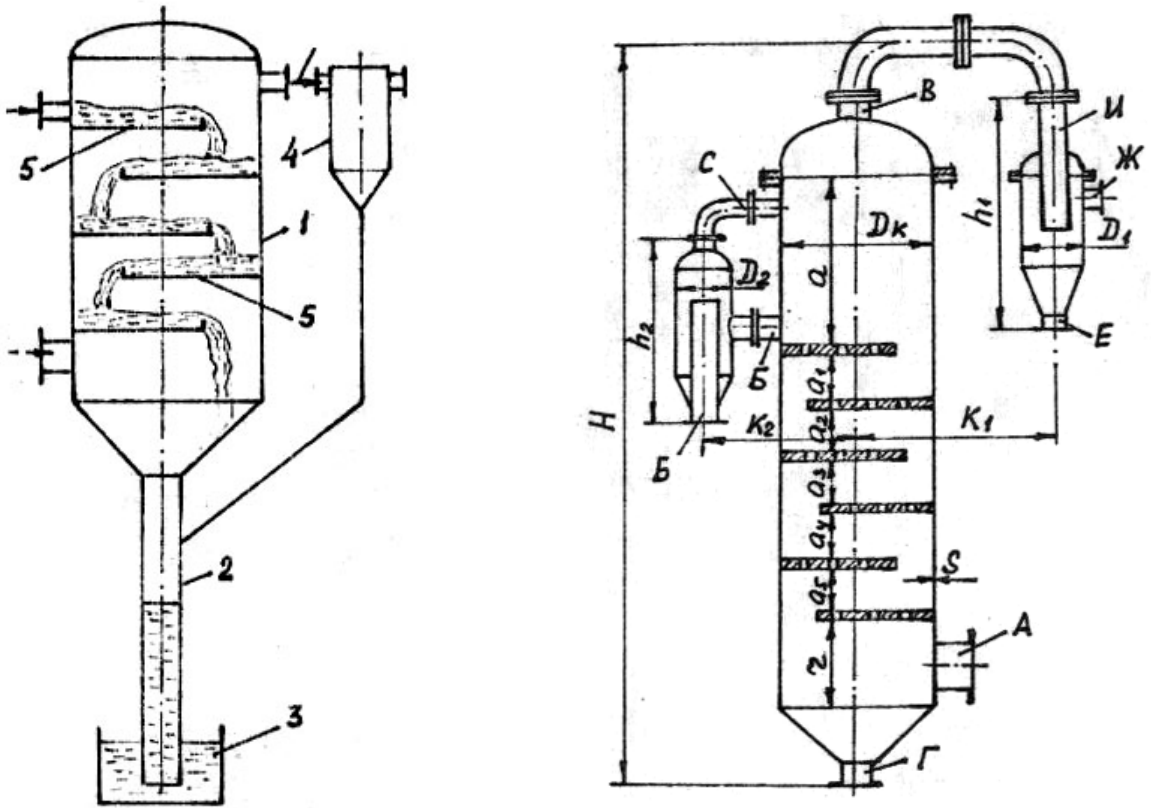


Рис.3.2. Барометрический сухой конденсатор смешения: 1-корпус; 2-барометрическая труба; 3- приемок; 4- ловушка для капель; 5- полки

Таблица 3.7

Виды охлаждающей воды

Вид воды	Температура воды, °С	
	зима	лето
Речная и озерная	4÷7	15÷20
Оборотная	10÷15	25÷30
Артезианская	10÷12	10÷12

Принимаем (табл.3.7) начальную температуру речной воды для летних условий $t_{вн}=15^{\circ}\text{C}$, конечную температуру смеси на $(2\div5)^{\circ}\text{C}$ меньше $t_{нас}$, т.е. $t_{вк}=61,3-3=58,3^{\circ}\text{C}$; $c_{вн}=4190 \text{ Дж}/(\text{кгК})$; $c_{вк}=4180 \text{ Дж}/(\text{кгК})$ [2, с.537, табл,XXXIX].

Расход охлаждающей воды

$$G_{в} = D_{п} (I_{п} - c_{вк} t_{вк}) / 3600 (c_{вк} t_{вк} - c_{вн} t_{вн}) = 6000 (2609 - 4,18 \cdot 58,3) / 3600 (4,18 \cdot 58,3 - 4,19 \cdot 15) = 21,8 \text{ кг/с.}$$

Диаметр корпуса аппарата

$$D_{к} = \sqrt{\frac{D_{п}}{3600 W_{п} \rho_{п} \cdot 0,785}}, \quad (3.24)$$

где $W_{п}=15 \text{ м/с}$ – скорость пара, принимаемая в зависимости от диаметра конденсатора (табл.3.8).

Тогда

$$D_k = [6000 / (3600 \cdot 15 \cdot 0,142 \cdot 0,785)]^{0,5} = 1,0 \text{ м.}$$

Таблица 3.8

Допустимые скорости пара в корпусе конденсатора

Внутренний диаметр корпуса конденсатора D_k , мм	Скорость пара, м/с	
	на полное сечение конденсатора, $W_{\text{п}}$	в зазоре между корпусом и полкой
500	15 - 23	до 47
600	16 - 24	28 - 43
800	14 - 22	34 - 54
1000	14 - 23	38 - 62
1200	16 - 25	39 - 61
1600	14 - 22	34 - 54
2000	14 - 22	34 - 54

Тепловой расчет конденсатора заключается в проверке числа полок при принятом значении конечной температуры смеси конденсата и охлаждаемой воды. Он состоит в последовательном расчете температуры смеси при ее попадании на каждую полку. Изменение температуры воды происходит вследствие тепло- и массообмена между паром и водой. Для одного интервала между полками может быть рассчитано по уравнению

$$\lg(t_{\text{нас}} - t_{\text{вн}}) / (t_{\text{нас}} - t^*) = 0,029 (gd_3 / W_0^2)^{0,2} (a/d_3)^{0,7}, \quad (3.25)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; a – расстояние между полками; W_0 – скорость жидкости в момент стекания с предыдущей полки; t^* – температура воды, стекающей с полки; d_3 – эквивалентный диаметр стекающей пленки в ее среднем сечении

$$d_3 = 2bs / (b+s); \quad (3.26)$$

b – ширина полки, рассчитывается по нормализованной длине полки C (табл.3.9) и диаметру корпуса конденсатора D_k ; s – толщина пленки конденсата, которая рассчитывается по уравнению расхода

$$s = G_B / (W_{\text{cp}} b \rho_{\text{ж}}), \quad (3.27)$$

здесь $\rho_{\text{ж}}$ – плотность воды; W_{cp} – средняя скорость стекания пленки

$$W_{\text{cp}} = 0,5 [W_0 + (W_0^2 + 2ga)^{0,5}]. \quad (3.28)$$

Скорость жидкости в момент отрыва от предыдущей полки, кг/с

$$W_0 = G_B / b h \rho_{\text{ж}}. \quad (3.29)$$

Ширина полки

$$b = 2[(0,5D_k)^2 - (C - 0,5D_k)^2]^{0,5}. \quad (3.30)$$

Превышения уровня воды над сливным порогом тарелки h

$$h = [G_B / (\rho_{\text{ж}} \cdot 0,42 \cdot b (2g)^{0,5})]^{2/3}. \quad (3.31)$$

В нашем случае

$$b = 2[(0,5 \cdot 1,0)^2 - (0,65 - 0,5 \cdot 1,0)^2]^{0,5} = 0,954 \text{ м.}$$

$$h = [21,8 / 999 \cdot 0,42 \cdot 0,954 (2 \cdot 9,81)^{0,5}]^{2/3} = 0,0532 \text{ м;}$$

$$W_0 = 21,8 / 0,954 \cdot 0,0532 \cdot 999 = 0,43 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость пленки воды

$$W_{cp} = 0,5[0,43 + (0,43^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 0,25)^{0,5}] = 1,34 \text{ м/с.}$$

Толщина пленки конденсата и воды

$$s = 21,8 / (1,34 \cdot 0,985 \cdot 999) = 0,017 \text{ м.}$$

Эквивалентная толщина пленки

$$d_3 = 2 \cdot 0,954 \cdot 0,017 / (0,954 + 0,017) = 0,033 \text{ м.}$$

По уравнению (3.25)

$$\lg(61,3 - 15) / (61,3 - t^*) = 0,029(9,81 \cdot 0,033 / 0,43^2)^{0,2} (0,25 / 0,033)^{0,7},$$

откуда $t^* = 27,25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тепловой поток от пара к пленке воды между первой и второй полками определяется по уравнению теплового баланса

$$Q_1 = D_1(I_{п-св} t_{1cp}) = G_{всв}(t^* - t_{вн}), \quad (3.32.)$$

где $t_{1cp} = 0,5(t_{вн} + t^*) = 0,5(15 + 27,5) = 21,25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тогда масса конденсирующегося пара между полками будет $D_1 = G_{всв}(t^* - t_{вн}) / (I_{п-св} t_{1cp}) = 21,8 \cdot 4,19 / (27,25 - 15) / (2609 - 4,19 \cdot 21,5) = 0,443 \text{ кг/с}$, что составит $D_1/D_{п} = 26,58\%$ от общего количества поступающего пара.

Расход воды, стекающей со второй полки,

$$G_2 = G_{в} + D_1 = 21,7 + 0,443 = 22,243 \text{ кг/с.}$$

Проводя аналогичный расчет для последующих полок, сводим результаты в таблицу. Расчет проводится до тех пор, пока температура воды, стекающей с последней полки, не будет равна или больше значения конечной температуры принятой водоконденсатной смеси, т.е. $58,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Кроме того, проводится проверка поступающего и конденсирующегося пара. В нашем случае необходимо установить шесть полок, на которых сконденсируется $1,67 \text{ кг/с}$ пара, что составляет 100% от поступающего по заданию в аппарат пара.

Таблица 3.9

Основные размеры барометрических конденсаторов

Размеры, мм	Внутренний диаметр конденсатора, мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
1	2	3	4	5	6	7	8
Толщина стенки, S	5	5	5	6	6	8	10
Расстояние от верхней полки до крышки, а	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Расстояние от нижней полки до днища, г	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Длина полки, С	400	450	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями конденсатора и ловушек, К ₁ К ₂	675	725	950	1100	1200	1450	1650
	-	-	835	935	1095	1355	1660
Высота установки, Н	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки, Т	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450

Окончание таблицы 3.9

1	2	3	4	5	6	7	8
Расстояние между полками:							
первой и второй, a_1	220	230	240	250	300	400	500
второй и третьей, a_2	260	260	300	320	400	500	650
третьей и четвертой, a_3	320	340	360	400	480	640	800
четвертой и пятой, a_4	360	380	400	475	575	750	950
пятой и шестой, a_5	390	430	440	550	660	880	1070
Внутренний диаметр штуцеров:							
для входа пара, А	300	350	350	400	450	600	800
для входа воды, Б	100	125	200	200	250	300	400
для выхода парогазовой смеси, В	80	100	125	150	200	200	250
для входа парогазовой смеси, И	80	100	120	150	200	200	250
для выхода парогазовой смеси, Ж	50	70	80	100	150	200	250
для барометрической трубы, Г	125	150	200	200	250	300	400
для барометрической трубы, Е	50	50	70	70	80	80	100
для воздушника, С	-	-	25	25	25	25	25

Расчет барометрической трубы

Общая высота барометрической трубы, служащей гидравлическим затвором для поддержания вакуума, определяется по формуле

$$H_T = H_1 + H_2 + H_3, \quad (3.33)$$

где H_1 – высота столба водоконденсатной смеси, уравновешивающей вакуум

$$H_1 = P_{\text{вак}} \cdot 10^4 / (735,6 \rho_{\text{см}}), \quad (3.34)$$

$$H_1 = 600 \cdot 10^4 / 735,6 \cdot 984 = 8,3 \text{ м};$$

$\rho_{\text{см}} = 984 \text{ кг/м}^3$ плотность водоконденсатной смеси на выходе из конденсатора при температуре $t_{\text{вк}} = 58,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Высотой H_2 , создающей гидродинамический напор, обеспечивающий заданный расход водоконденсатной смеси, ввиду ее незначительности, можно пренебречь.

Высоту трубы, не заполненной жидкостью, необходимой для компенсации колебания вакуума, принимают из практических данных $H_3 = 0,5 \text{ м}$.

Тогда общая высота трубы

$$H_T = 8,3 + 0,5 = 8,8 \text{ м}.$$

По таблице 3.9 принимаем диаметр d_T барометрической трубы 70 мм.

3.5.2. Расчет градирни «Одесса»

Пример 3.6.

Исходные данные:

1. Расход охлаждаемой воды G_B , кг/ч.....12000
2. Температура воды, $^{\circ}\text{C}$:
 - а) начальная t_{BH} 50
 - б) конечная t_{BK} 25
3. Параметры наружного воздуха (условия летние):
 - а) влагосодержание x_1 , кг/кг.....0,01
 - б) температура $t_{ГН}$, $^{\circ}\text{C}$19
 - в) относительная влажность φ , %.....70

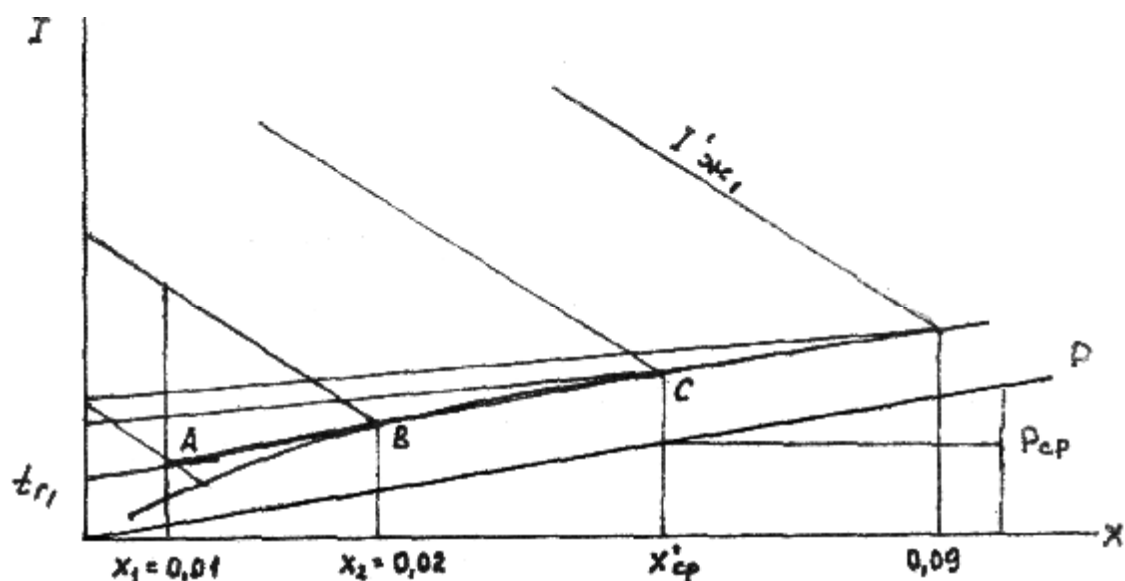


Рис.3.3. К расчету градирни локального водооборота

Расчет.

Энтальпия наружного воздуха

$$I_{ГН} = c_{ГН} t_{ГН} + x_1 i_{п1}, \quad (3.33)$$

где $c_{ГН} = 1$ кДж/(кг $^{\circ}\text{C}$) – теплоемкость сухого воздуха; $i_{п1}$ – энтальпия водяного пара при $t_{ГН}$

$$i_{п1} = r_0 + c_{п} t_{ГН}, \quad (3.34)$$

$$i_{п1} = 2493 + 1,97 \cdot 19 = 2530,4 \text{ кДж/кг},$$

здесь $c_{п} = 1,97$ кДж/кг – теплоемкость водяного пара; $r_0 = 2493$ кДж/кг – удельная теплота парообразования воды при 0°C .

Тогда

$$I_{ГН} = 1 \cdot 19 + 0,01 \cdot 2530,4 = 44,3 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия насыщенного воздуха при t_{BH} для идеального процесса

$$I_{ГК}^n = c_{ГН} t_{BH} + x_2^* i_{п2}, \quad (3.35)$$

$$I_{ГК}^n = 1 \cdot 50 + 0,09(2493 + 1,97 \cdot 50) = 283,2 \text{ кДж/кг},$$

где $x_2^* = 0,09$ кг/кг – влагосодержание насыщенного воздуха при t_{BH} , находится по диаграмме $I-x$ при пересечении изотермы 50°C с линией $\varphi = 1$.

Степень охлаждения

$$E = (t_{вн} - t_{вк}) / (t_{вн} - t_B^*), \quad (3.36)$$
$$E = (50 - 25) / (50 - 16) = 0,74,$$

где $t_B^* = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура наружного воздуха по влажному термометру.

Относительный расход воды в идеальной градирне

$$l_{ид} = c_v (t_{вн} - t_B^*) / [(I_{гк}^и - I_{гн}) - c_v (x_2^* - x_1) t_B^*], \quad (3.37)$$

где $c_v = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг}^\circ\text{C})$ – теплоемкость воды.

Отсюда

$$l_{ид} = 4,2(50 - 16) / [(283,2 - 44,3) - 4,2(0,09 - 0,01)16] = 0,611 \text{ кг воды}/\text{кг воздуха}.$$

Характеристический параметр градирни

$$\Pi^* = -2,31 \lg(1 - E/0,86) = -2,31 \lg(1 - 0,74/0,86) = 1,93. \quad (3.38)$$

Отношение расходов воздуха и воды

$$l = l_{ид} \Pi^* = 0,611 \cdot 1,93 = 1,18.$$

Расходы наружного воздуха:

а) массовый $G_r = l \cdot G_v = 1,18 \cdot 12000 = 14160 \text{ кг}/\text{ч},$

б) объемный $V = G_r / \rho_r = 14160 / 1,2 = 11800 \text{ м}^3/\text{ч},$

где $\rho_r = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность воздуха при $20 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Тепловой баланс градирни

$$Q = G_v c_v (t_{вн} - t_{вк}) = G_r (I_{гк} - I_{гн}) = 12000 \cdot 4,2 \cdot (50 - 25) / 3600 = 350 \text{ кВт}.$$

Откуда энтальпия воздуха на выходе из градирни для реального процесса

$$I_{гк} = Q / G_r + I_{гн} = 350 \cdot 3600 / 14160 + 44,3 = 133,3 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

По диаграмме $I - x$ находим остальные параметры уходящего воздуха при пересечении линии $I_{гк} = 133,3 \text{ кДж}/\text{кг}$ с линией $\phi = 1$. Этой точке соответствует температура уходящего насыщенного воздуха $t_{гк} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$, влагосодержание $x_2 = 0,032 \text{ кг}/\text{кг}$.

Количество испарившейся влаги

$$W = G_r (x_2 - x_1), \quad (3.39)$$

$$W = 14160(0,032 - 0,01) = 311,5 \text{ кг}/\text{ч}.$$

По расходам охлаждаемой и свежей воды, а также расходу воздуха выбираем марку градирни «Одесса -100» (табл. 2.7).

Принимаем фиктивную скорость воздуха по сечению аппарата $w_\phi = 5 \text{ м}/\text{с}$ и определим площадь опорной решетки (сечения аппарата)

$$S_p = G_r / 3600 w_\phi \rho_r, \quad (3.39)$$

$$S_p = 14160 / 3600 \cdot 5 \cdot 1,2 = 0,655 \text{ м}^2.$$

Высота неподвижного слоя H_0 не должна превышать $(5 \div 8) d_{ш}$. Принимаем $d_{ш} = 30 \text{ мм}$, $H_0 = 8 d_{ш} = 8 \cdot 0,03 = 0,24 \text{ м}$.

Объем шаров

$$V_{ш} = H_0 S_p (1 - \xi) = 8 \cdot 0,03 \cdot 0,655 (1 - 0,4) = 0,094 \text{ м}^3,$$

где $\xi = 0,4$ - доля свободного сечения между шарами неподвижного слоя.

Количество шаров

$$n_{ш} = 6 V_{ш} / \pi d_{ш}^3 = 6 \cdot 0,094 / 3,14 \cdot 0,03^3 = 6653.$$

Глава 4. Выпарные установки

4.1. Общие сведения

Выпарные установки предназначены для концентрирования растворов нелетучих компонентов за счет удаления части растворителя переводом его в паровую фазу при кипении раствора с последующим отводом образующегося (вторичного) пара из зоны кипения.

По принципу работы они подразделяются на периодически и непрерывно действующие. В качестве греющего агента наибольшее применение в выпарных установках получил насыщенный водяной пар. Обогрев дистиллированной водой, высокотемпературными теплоносителями (минеральными маслами, дифенильной смесью и т.д.) применяется только в аппаратах периодического действия небольшой производительности и требующих больших температур обогрева. Греющая поверхность в этом случае компоуется из змеевиков.

Для выпаривания агрессивных жидкостей до высоких концентраций (растворов серной, соляной, фосфорной и других кислот, растворов мирабилита, хлористого магния, кальция и других солей) применяются выпарные аппараты с погружными горелками. Индукционный обогрев применяется весьма редко.

Выбор конструкции выпарных аппаратов проводят: по виду применяемых теплоносителей – газовый, паровой и жидкостной обогрев; расположению поверхности нагрева в пространстве – вертикальные, горизонтальные и наклонные; конфигурации поверхности нагрева – рубашечные, кольцевые, змеевиковые, трубчатые, ребристые; взаимному распределению рабочих сред – жидкостнотрубные; компоновке теплообменной поверхности – с внутренней и выносной греющими камерами; режиму циркуляции – принудительная и естественная циркуляция с циркуляционным контуром и без него; кратности циркуляции – однократные или прямоточные и многократные.

Тип выпарного аппарата определяется, главным образом, свойствами выпариваемого раствора: плотностью, вязкостью, температурой кипения, поверхностным натяжением, величиной температурной депрессии, склонностью к вспениванию и кристаллизации. Химическая активность раствора определяет выбор конструкционного материала для изготовления аппарата и его отдельных узлов. Основными элементами выпарной установки являются греющая камера и сепаратор для отделения вторичного пара от брызг.

В зависимости от величины абсолютного давления в сепараторе установки различают выпарные корпуса, работающие при избыточном и атмосферном давлениях, а также вакууме. Вакуум в выпарных аппаратах применяют в следующих случаях: а) выпаривания термолабильных растворов; б) при высоких значениях температурной депрессии упариваемого раствора, что потребовало бы применения теплоносителей с повышенными

параметрами; в) низкой температуре греющего теплоносителя; г) для увеличения движущей силы процесса – полезной разности температур. В том случае, когда вторичный пар может быть использован в качестве теплоносителя в других теплообменных устройствах, нет необходимости удорожать установку подключением конденсатора и вакуум – насоса и более рациональным будет выпаривание под избыточным давлением.

Поскольку процесс выпаривания очень энергозатратен, то большое значение имеет снижение удельного расхода пара при работе установки. Это достигается применением многокорпусного выпаривания, когда раствор последовательно проходит через ряд выпарных аппаратов (корпусов), частично упариваясь в каждом из них до получения заданной конечной концентрации. Свежий греющий пар вводится только в первый корпус, а каждый последующий обогревается вторичным паром предыдущего.

По направлению движения греющего пара и упариваемого раствора различают следующие схемы выпарных многокорпусных установок: а) прямоточная, когда пар и раствор вводятся в первый корпус; б) противоточная – пар вводится в первый корпус, а раствор в последний; в) с параллельным питанием корпусов раствором. По этой схеме пар движется от первого корпуса к последнему, а раствор подается в каждый корпус, где упаривается до конечной концентрации. Эта схема применяется также в том случае, когда упариваются кристаллизующиеся растворы или в каждом корпусе упариваются различные растворы.

Обычно выпарные установки работают по прямоточной схеме. При этом давление в сепараторах корпусов уменьшается от первого к последующим, тогда раствор транспортируется под действием перепада давления без применения специальных насосов, как это необходимо при противоточной схеме. Однако при противоточной схеме наблюдается более равномерное распределение полезной разности температур по корпусам.

Наибольшее распространение в химической промышленности получили вертикальные трубчатые выпарные аппараты непрерывного действия с естественной и реже с принудительной циркуляцией раствора.

Интенсивность переноса теплоты от греющего пара к кипящему раствору в выпарных аппаратах с естественной циркуляцией раствора определяется скоростью движения раствора в кипятильных трубах.

Циркуляцию раствора можно повысить, если увеличить разницу плотности раствора в подъемных и опускных каналах циркуляционного контура путем полного устранения нагревания его в опускных каналах выпарного аппарата. Это осуществляется в выпарных аппаратах с выносными циркуляционными трубами.

Выпаривание кристаллизующихся растворов затрудняется выпадением на поверхности нагрева кристаллов, которые прилипая к ней, образуют прочную корку инкрустаций. Очистка поверхности нагрева вызывает необходимость остановки и вскрытия аппарата. Выпадение кристаллов из насыщенных растворов на поверхности нагрева можно предотвратить или ограничить увеличением скорости циркуляции или перенесением зоны

кристаллизации за пределы греющей поверхности (чаще применяются оба способа одновременно). Этим условиям хорошо удовлетворяет выпарной аппарат с выносной греющей камерой. Благодаря большой высоте греющих труб (5 ÷ 7 м) и вынесенной опускной трубе в аппарате возникает интенсивная циркуляция (до 1,5 м/с), затрудняющая осаждение кристаллов на стенках труб. Данные аппараты могут работать как при многократной циркуляции раствора, так и по прямоточному принципу. В последнем случае циркуляционная труба отсутствует.

Упаривание сильно вспенивающих растворов рекомендуется проводить в пленочных выпарных аппаратах с поднимающейся пленкой. Они компактны и отличаются высокой скоростью движения раствора в трубах. В них можно упаривать термолабильные вещества. Однако они более чувствительны по сравнению с другими аппаратами к неравномерностям подачи раствора, происходит частое нарушение плотности соединения труб в трубной решетке (развальцовки), в них также затруднена очистка поверхности нагрева. В аппаратах данной конструкции не рекомендуется выпаривать вязкие и кристаллизующиеся растворы.

Устранить инкрустацию поверхности нагрева при выпаривании кристаллизующихся растворов можно увеличением скорости раствора в трубах до 2 – 3 м/с. Такая скорость достигается применением принудительной циркуляции, создаваемой насосом, установленным снаружи или внутри аппарата. При большей скорости раствора парообразование происходит за пределами греющей поверхности или на небольшом выходном участке кипяtilьных труб. Образующиеся при этом кристаллы находятся во взвешенном состоянии и выносятся из аппарата концентрированным раствором. Аппараты с принудительной циркуляцией применяются также для упаривания растворов с повышенной вязкостью. Скорость циркуляции в таких аппаратах должна лежать в интервале от 1,5 до 2,5 м/с. Нижний предел установлен началом солевых отложений, а верхний - превышением расхода электроэнергии на транспортировку раствора внутри циркуляционного контура над экономией затрат от уменьшения поверхности нагрева за счет увеличения коэффициента теплопередачи, вызванного возрастанием скорости движения раствора.

Классификация выпарных аппаратов по ГОСТ 11987-81 представлена в таблице 4.1.

Техническая характеристика выпарных аппаратов и их конструкции представлены в приложении .

Ориентировочная пропускная способность сепараторов, входящих в конструкцию выпарных аппаратов, при скорости вторичного пара 3,7 м/с (при давлении 0,1 МПа) и 2 м/с (при давлении более 0,1 МПа) приведена в таблице 4.2.

Таблица 4.1

Классификация выпарных аппаратов

Тип	Исполнение	Наименование	Область применения
1	2	Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией раствора и вынесенной греющей камерой.	Упаривание растворов, допускающих кипение в трубах и выделяющих осадок, удаляемый при промывке (группа А) и механическим способом (группа Б).
1	3	Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией раствора, сосной греющей камерой и солеотделением.	Упаривание растворов, выделяющих кристаллы и образующих на греющих трубах осадок, удаляемый при промывке.
2	1	Выпарные трубчатые аппараты с принудительной циркуляцией раствора и вынесенной греющей камерой.	Упаривание вязких растворов, выделяющих на греющих трубах осадок, удаляемый механическим способом.
3	1	Выпарные трубчатые пленочные аппараты с восходящей пленкой.	Упаривание пенящихся растворов или растворов, не выделяющих на трубах значительного осадка.

Таблица 4.2

Пропускная способность сепараторов выпарных аппаратов

Диаметр сепаратора D ₄ , мм	Количество вторичного пара, кг/ч · 10 ⁻³	
	при давлении 0,1 МПа	при давлении более 0,1 МПа
1000	2,1	3,2
1200	3,0	4,5
1400	4,1	6,2
1600	5,4	8,1
1800	6,8	10,2
2000	8,5	12,6
2200	10,2	15,6
2400	12,1	18,2
2600	14,2	21,4
2800	16,5	24,8
3000	19,0	28,5
3200	21,6	32,4
3400	24,4	36,6
3600	27,4	41,1
3800	30,4	45,6

Примечание: марки сталей, применяемые для изготовления основных сборочных единиц и деталей (корпуса греющих камер, трубы, трубные решетки, сепараторы и циркуляционные трубы) Вст3 сп5, 00X22Н6Т, 12X18Н10Т, 10Т17Н 13М22Т.

4.2. РАСЧЕТЫ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

4.2.1. Расчет двухкорпусной выпарной установки

Пример 4.1. Рассчитать двухкорпусную выпарную установку для концентрирования $G_H=25000$ кг/ч (6,94 кг/с) водного раствора сульфата аммония от $x_H=0,05$ до $x_K=0,4$ (мас. доли). Обогрев производится насыщенным водяным паром с давлением 5 ата ($P_{H1}=4,905 \cdot 10^5$ Па). Давление в сепараторе второго корпуса – атмосферное ($P_2 = 1,013 \cdot 10^5$ Па). Тип выпарного аппарата – с естественной циркуляцией раствора и выносной нагревательной камерой (тип 1. исп.2). Раствор поступает нагретым до температуры кипения в первом корпусе.

Расчет

Производительность установки по упаренной воде определяется из материального баланса:

$$W = G_H(1 - x_H/x_K), \quad (4.1)$$

$$W = 25000/3600(1 - 0,05/0,4) = 6,07 \text{ кг/с.}$$

Для распределения упаренной воды по корпусам принимаем соотношение $W_1 : W_2 = 1 : 1$.

Тогда

$$W_1 = W_2 = 6,07/2 = 3,035 \text{ кг/с.}$$

Концентрация конечного раствора после первого и второго корпусов

$$x_{K1} = G_H x_H / (G_H - W_1); \quad (4.2a)$$

$$x_{K2} = G_H x_H / (G_H - W_1 - W_2); \quad (4.2б)$$

$$x_{K1} = 6,94 \cdot 0,05 \cdot (6,94 - 3,035) = 0,089;$$

$$x_{K2} = 6,94 \cdot 0,05 \cdot (6,94 - 3,035 - 3,035) = 0,4,$$

что соответствует заданной конечной концентрации упаренного раствора x_K .

Определение температуры кипения раствора

В первом приближении общий перепад давления в установке распределяем по корпусам поровну. Общая разность давлений

$$\Delta P_{\text{общ}} = P_{H1} - P_2 = (4,905 - 1,013) \cdot 10^5 = 3,892 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Давление вторичного пара в первом корпусе или греющего пара во втором

$$P_{H2} = P_{H1} - \Delta P_{\text{общ}}/2 = (4,905 - 3,892/2) \cdot 10^5 = 2,959 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Давление в сепараторе 2-го корпуса

$$P_2 = P_{H2} - \Delta P_{\text{общ}}/2 = (2,959 - 1,946) \cdot 10^5 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

что соответствует заданной величине, т.е. атмосферному давлению.

По давлению пара [2, с. 547 – 550, табл. LY1 – LY11] определяются все остальные параметры. Эти данные представлены в таблице 4.3.

Параметры насыщенного пара

Пар	Давление $P \cdot 10^{-5}$ Па	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Энтальпия $I, \text{кДж/кг}$	Теплота парообра- зования $r,$ кДж/кг
Греющий 1-го корпуса	4,905	151,1	2754	2117
Греющий 2-го корпуса	2,959	132,9	2730	2171
Вторичный 2-го корпуса	1,013	100	2678	2262

При определении температур кипения растворов в выпарных аппаратах с естественной циркуляцией и кипении в трубах исходят из следующих допущений:

- 1) распределение концентраций в корпусах соответствует модели идеального перемешивания, поэтому концентрация раствора принимается равной конечной в данном корпусе;
- 2) по высоте кипящих труб происходит изменение температуры кипения вследствие изменения гидростатического давления столба жидкости, поэтому температура кипения рассчитывается для давления в среднем слое жидкости;
- 3) при прохождении пара по трубопроводам из одного корпуса в другой его энергия уменьшается, что ведет к уменьшению температуры пара (это явление учитывается путем увеличения на соответствующую величину температуры кипения в каждом последующем корпусе).

Температурная депрессия Δ^* , учитывающая повышение температуры кипения раствора по сравнению с чистым растворителем (при данном давлении пара), определяется по уравнению Тищенко

$$\Delta^* = 16,2(T^2/r) \cdot \Delta_n, \quad (4.3)$$

где T – температура вторичного пара, К; r – теплота парообразования, Дж/кг; Δ_n – нормальная температурная депрессия (при атмосферном давлении), $^\circ\text{C}$. Определяется по литературным данным [2, с. 535, табл. ХХХУ1] в зависимости от свойств растворителя, растворенного вещества и его концентрации.

В рассматриваемом примере нормальные температурные депрессии растворов сульфата аммония с концентрацией $x_{k1}=0,089$ и $x_{k2}=x_k=0,4$ при атмосферном давлении $\Delta_{n1}=0,623$ $^\circ\text{C}$ и $\Delta_{n2}=4,7$ $^\circ\text{C}$.

По формуле (4.3) с учетом данных таблицы 4.3 получаем для первого и второго корпусов:

$$\Delta_1^* = 16,2((273+132,9)^2/2171000)0,623 = 0,77$$
 $^\circ\text{C}$,

$$\Delta_2^* = 16,2((273+100)^2/2262000)4,7 = 4,7$$
 $^\circ\text{C}$.

Гидростатическая депрессия обусловлена увеличением температуры кипения в нижележащих слоях жидкости за счет гидростатического давления

вышележащего объема раствора. Она определяется как разность температуры кипения чистого растворителя (воды) при давлении в среднем сечении жидкости и при давлении на ее поверхности (давлении вторичного пара в сепараторе).

Давление в среднем слое рассчитывается по формуле

$$P_{cp} = P_{вт.п} + h_{опт} \rho_p g, \quad (4.4)$$

где $P_{вт.п}$ – давление вторичного пара в сепараторе, Па; $h_{опт}$ – высота среднего сечения труб, м; ρ_p – плотность раствора, кг/м³; $g = 9,81$ м/с².

Величина $h_{опт}$ определяется в зависимости от конструкции аппарата и условий его работы. Так, для аппаратов с естественной циркуляцией и кипением раствора в трубах

$$h_{опт} = H[0,26 + 0,0014(\rho_p - \rho_v)], \quad (4.5)$$

здесь H – высота кипяtilьных труб, м; ρ_v – плотность воды кг/м³.

Для аппаратов с вынесенной зоной кипения (тип 1 исп. 3) $h_{опт}$ принимается равной высоте трубы вскипания, а для пленочных аппаратов (тип 3 исп.1) и аппаратов с принудительной циркуляцией (тип 2 исп. 1) гидростатическую депрессию можно не учитывать.

По нормам [20] и таблицам приложения, стандартная высота кипяtilьных труб для аппаратов тип1 исп.2 группы А составляет 4 и 5 м при их диаметре 38×2 мм. Принимаем $H=4$ м. Плотности растворов сульфата аммония определяют в зависимости от концентрации и температуры. Поскольку температура кипения еще не известна, то плотности растворов для первого ρ_{p1} и второго ρ_{p2} определяем при температурах вторичного пара, ошибка при этом будет незначительна. В нашем случае $\rho_{p1}=992$ кг/м³ и $\rho_{p2}=1191$ кг/м³. Плотности воды определяются при тех же температурах: $\rho_{v1}=932$ кг/м³ и $\rho_{v2}=958$ кг/м³. Отсюда по формулам (4.5) $h_{опт}$ и (4.4) P_{cp} для первого и второго корпусов составят соответственно:

$$\begin{aligned} h_{опт1} &= 4[0,26 + 0,0014(992 - 932)] = 1,376 \text{ м;} \\ h_{опт2} &= 4[0,26 + 0,0014(1191 - 958)] = 2,345 \text{ м;} \\ P_{cp1} &= 2,959 \cdot 10^5 + 1,376 \cdot 992 \cdot 9,81 = 3,093 \cdot 10^5 \text{ Па;} \\ P_{cp2} &= 1,013 \cdot 10^5 + 2,345 \cdot 1191 \cdot 9,81 = 1,286 \cdot 10^5. \end{aligned}$$

Этим давлениям соответствует температура насыщенного водяного пара [2, с. 535, табл. XXXУ1] $t_{cp1}=134,4$ °С, $t_{cp2}=105,6$ °С.

Тогда гидростатическая депрессия:

$$\Delta^{**} = t_{cp} - t_{вт.п}. \quad (4.6)$$

Для первого и второго корпусов

$$\begin{aligned} \Delta_1^{**} &= 134,4 - 132,9 = 1,5 \text{ °С;} \\ \Delta_2^{**} &= 105,6 - 100 = 5,6 \text{ °С.} \end{aligned}$$

Гидравлическая депрессия равна снижению температуры пара между корпусами за счет потерь давления на трение и местные сопротивления. Для практических расчетов эту величину принимают во втором и последующих корпусов $\Delta^{***} = 1$ °С.

Тогда сумма температурных депрессий для первого и второго корпусов и всей установки будет равна:

$$\begin{aligned}\Sigma\Delta_1 &= \Delta_1^* + \Delta_1^{**} = 0,77 + 1,5 = 2,27 \text{ }^\circ\text{C}, \\ \Sigma\Delta_2 &= \Delta_2^* + \Delta_2^{**} + \Delta_2^{***} = 4,7 + 5,6 + 1,0 = 11,3 \text{ }^\circ\text{C}, \\ \Sigma\Delta &= \Sigma\Delta_1 + \Sigma\Delta_2 = 2,27 + 11,3 = 13,57 \text{ }^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Общая разность температур $\Sigma\Delta t_{\text{общ}}$ равна разности температур греющего пара $t_{\text{гр.п}}$ в первом корпусе и вторичного пара $t_{\text{вт.п}}$ в последнем:

$$\Sigma\Delta t_{\text{общ}} = t_{\text{гр.п}} - t_{\text{вт.п}} \quad (4.7)$$

Для нашего примера

$$\Sigma\Delta t_{\text{общ}} = 151,1 - 100 = 51,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полезная разность температур для всей установки

$$\Sigma\Delta t_{\text{пол}} = \Sigma t_{\text{общ}} - \Sigma\Delta; \quad (4.8)$$

$$\Sigma\Delta t_{\text{пол}} = 51,1 - 13,57 = 37,53 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура кипения по корпусам

$$t_{\text{кип.}i} = t_{\text{вт.п}i} + \Sigma\Delta_i. \quad (4.9)$$

Для первого и второго корпусов:

$$t_{\text{кип.}1} = t_{\text{вт.п}1} + \Sigma\Delta_1 = 132,9 + 2,27 = 135,17 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{кип.}2} = t_{\text{вт.п}2} + \Sigma\Delta_2 = 100 + 11,3 = 111,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полезная разность температур по i -м корпусам

$$\Delta t_{\text{пол.}i} = t_{\text{гр.п}i} - t_{\text{кип.}i}. \quad (4.10)$$

Для первого и второго корпусов:

$$\Delta t_{\text{пол.}1} = 151,1 - 135,17 = 15,93 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{пол.}2} = 132,9 - 111,3 = 21,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Минимальные полезные разности температур, при которых обеспечивается нормальная работа выпарных аппаратов, даны в таблице 4.4.

Таблица 4.4

Минимальные полезные разности температур
работы выпарных аппаратов

Тип выпарного выпарного аппарата	Вязкость растворов, мПа·с	Полезная разность температур, $^\circ\text{C}$
1. С естественной циркуляцией раствора	0 – 2	10 – 15
	2 – 5	18 – 24
	5 – 10	26 – 28
2. С принудительной циркуляцией раствора	до 50	5 – 6
	свыше 50	6 – 8

Определение тепловых нагрузок

Совместным решением тепловых балансов по корпусам и материальных балансов по удаляемой воде для всей установки определяются расход греющего пара в первом корпусе $D_{\text{гр.п}}$ (кг/с) и производительность каждого корпуса по упаренной воде W_1 и W_2 (кг/с), а также тепловые нагрузки Q_1 и Q_2 (Вт) по корпусам.

Перечисленные уравнения запишутся следующим образом:

1 корпус

$$Q_1 = D_{гр.п} (I_{гр.п} - I_{конд.1}) 0,98 = [G_H c_H (t_{кип.1} - t_H) + W_1 (I_{вт.п1} - c_B t_{кип.1})]; \quad (4.11)$$

2 корпус

$$Q_2 = W_1 ((I_{вт.п1} - I_{конд.2}) 0,98 = [(G_H - W_1) c_1 (t_{кип.2} - t_{кип.1}) + W_2 (I_{вт.п2} - c_B t_{кип.2})]. \quad (4.12)$$

Для упаренной воды

$$W = W_1 + W_2. \quad (4.13)$$

Здесь $D_{гр.п}$ – расход греющего пара, кг/с; 0,98 – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду; $I_{гр.п}$, $I_{вт.п1}$, $I_{вт.п2}$ – энтальпии греющего пара первого корпуса, вторичного пара первого и второго корпусов, Дж/кг; c_H , c_1 , c_B – теплоемкости начального раствора, после первого корпуса и воды при температурах кипения по корпусам, Дж/(кг⁰С).

Энтальпия конденсата $I_{конд.}$

$$I_{конд.} = c_{конд} t_{конд.} \quad (4.14)$$

где $c_{конд.}$ – теплоемкость конденсата при температуре конденсации $t_{конд.}$, которую принимают на $(2 \div 3)^{\circ}\text{C}$ меньше $t_{гр.п}$.

Теплоемкости начального и конечного растворов после первого корпуса определяются по справочной литературе в зависимости от концентрации и температуры или рассчитываются по формулам для двухкомпонентных растворов:

$$\text{при } x < 0,2 \quad c = 4190(1-x); \quad (4.15)$$

$$\text{при } x > 0,2 \quad c = 4190(1-x) + c_{ТВ}x. \quad (4.16)$$

Для первого и второго корпусов

$$c_H = 4190(1-0,05) = 3980 \text{ Дж/(кгК)},$$

$$c_1 = 4190(1-0,4) + 1421 \cdot 0,4 = 3082 \text{ Дж/(кгК)}.$$

При отсутствии экспериментальных данных теплоемкость твердого растворенного $c_{ТВ}$ вещества может быть рассчитана по атомным теплоемкостям элементов, входящих в химическое соединение

$$c_{ТВ} = (n_1 c_1^* + n_2 c_2^* + \dots + n_n c_n^*) / M, \quad (4.17)$$

где $n_1, n_2 \dots n_n$ число одноименных атомов, входящих в соединение; $c_1^*, c_2^*, \dots c_n^*$ – атомные теплоемкости соответствующих элементов, Дж/(кгК), определяемая по [2, с. 249, табл. 5.1.]; M – молекулярная масса твердого соединения.

Так как раствор поступает нагретым до температуры кипения, то

$$t_H = t_{вт.п1} + \Delta_1^*, \quad (4.18)$$

$$t_H = 132,9 + 0,77 = 133,67 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

При составлении тепловых балансов по корпусам принято пренебрегать теплотой дегидратации молекул растворенного вещества ввиду ее малости.

Исходя из формул (4.11) и (4.12) составляем балансы теплоты по корпусам и по выпаренной воде:

$$Q_1 = D_{гр.п} (2754000 - 4320 \cdot 148,7) 0,98 = 6,94 \cdot 3980 (135,17 - 133,67) + W_1 (2730000 - 4270 \cdot 135,17),$$

$$Q_2 = W_1 (2730000 - 4270 \cdot 129,7) 0,98 =$$

$$= [(6,94 - W_1)3082(111,3 - 135,7) + W_2(2678000 - 4230 \cdot 111,3)],$$

$$W = W_1 + W_2 = 6,07 \text{ кг/с.}$$

Решая три уравнения с тремя неизвестными, получаем: $W_1 = 3,0 \text{ кг/с}$; $W_2 = 3,07 \text{ кг/с}$; $D_{\text{гр.п}} = 3,14 \text{ кг/с}$; $Q_1 = 6499904 \text{ Вт}$; $Q_2 = 6479816 \text{ Вт}$.

Проверяем правильности распределения количества упаренной воды по корпусам. Ранее было принято, что $W_1 = W_2 = 3,035 \text{ кг/с}$. При расчете получено отклонение для первого корпуса $(3,035 - 3,0)/3,0 = 0,0116$ (1,16%); для второго корпуса $(3,07 - 3,035)/3,035 = 0,0115$ (1,15%), что соответствует правильности сделанных допущений в пределах принятых ошибок не более 5%.

Определение поверхности нагрева корпусов

Расчет необходимой поверхности теплообмена производится по основному уравнению теплопередачи, из которого, применительно к выпарному аппарату:

$$F = Q / (K t_{\text{пол}}) \text{ м}^2, \quad (4.19)$$

где Q – тепловая нагрузка, Вт; $t_{\text{пол}}$ – полезная разность температур, $^{\circ}\text{C}$; K – коэффициент теплопередачи, рассчитываемый по формуле

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + \Sigma \delta / \lambda + 1/\alpha_2), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}). \quad (4.20)$$

Здесь α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара и от стенки к кипящему раствору, соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K})$; $\Sigma \delta / \lambda$ – сумма термических сопротивлений стенки $\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}}$ и загрязнений со стороны обеих теплоносителей r_1 и r_2 ;

$$\Sigma \delta / \lambda = r_1 + \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + r_2. \quad (4.21)$$

По таблице 3.2 принимаем со стороны конденсирующегося пара $r_1 = 8 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K})/\text{Вт}$, со стороны кипящего раствора $r_2 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K})/\text{Вт}$, термическое сопротивление стенки труб из нержавеющей стали толщиной $\delta_{\text{ст}} = 2 \text{ мм}$ теплопроводностью $17,5 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{K})$, $\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} = 1,14 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K})/\text{Вт}$.

Тогда

$$\Sigma \delta / \lambda = 8 \cdot 10^{-5} + 1,14 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-4} = 3,94 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K})/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара снаружи вертикальных труб, количество которых неизвестно, рассчитывается по формуле

$$\alpha_1 = 2,04 [r \rho_{\text{в}}^2 \lambda_{\text{в}}^3 / (\mu_{\text{в}} H \Delta t^*)]^{0,25} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}), \quad (4.22)$$

где r – теплота парообразования при давлении греющего пара, Дж/кг; $\rho_{\text{в}}$, $\lambda_{\text{в}}$, $\mu_{\text{в}}$ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$, теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{K})$ и вязкость конденсата (воды), Па·с; H – высота труб, м; Δt^* – движущая сила процесса конденсации.

Расчеты коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи по корпусам

С достаточно небольшой погрешностью за определяющую принимаем температуру пленки конденсата $t_{\text{пл}}$, которая на $(1 \div 2)^{\circ}\text{C}$ меньше температуры

конденсирующегося водяного пара, т.е. $t_{пл}=150$ °С. Высоту труб принимаем $H=4$ м для данного типа аппарата.

По формуле (4.22), принимая $\Delta t^*=2$ °С, получаем

$$\alpha_1=2,04[2117000 \cdot 917^2 \cdot 0,684^3 / (0,185 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 2)]^{0,25}=9036 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°К}).$$

Для установившегося процесса теплообмена удельный тепловой поток q ($\text{Вт}/\text{м}^2$) в любом сечении аппарата будет величиной постоянной.

Отсюда удельная тепловая нагрузка (Q/F)

$$q = \alpha_1 \Delta t^* = \Delta t_{ст} / \Sigma \delta / \lambda = \alpha_2 \Delta t^{**}, \quad (4.23)$$

где $\Delta t_{ст}$ -перепад температур на стенке со стороны пара и кипящего раствора;
 Δt^{**} - разность температур поверхности стенки и кипящего раствора.

Тогда

$$\Delta t_{ст} = \alpha_1 \cdot \Delta t^* \cdot \Sigma \delta / \lambda; \quad (4.24)$$

$$\Delta t_{ст} = 9036 \cdot 2 \cdot 3,97 \cdot 10^{-4} = 7,17 \text{ °С};$$

$$\Delta t^{**} = \Delta t_{пол.1} - \Delta t_{ст} - \Delta t^*; \quad (4.25)$$

$$\Delta t^{**} = 15,93 - 7,17 - 2 = 6,76 \text{ °С}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенок труб к кипящему раствору для режима пузырькового кипения в вертикальных кипятильных трубах при условии естественной циркуляции раствора

$$\alpha_2 = A q^{0,6} \quad (4.26)$$

$$A = 780 [\lambda_p^{1,3} \rho_p^{0,5} \rho_{п}^{0,06} / (\sigma_p^{0,5} \gamma_{вт.п}^{0,6} \rho_0^{0,66} c_p^{0,3} \mu_p^{0,3})], \quad (4.27)$$

где λ , ρ , σ , c , μ -теплопроводность, плотность, поверхностное натяжение, Н/м, теплоемкость и вязкость; индексы p и $п$ относятся к раствору при температуре кипения и вторичному пару при давлении в сепараторе; 0 – к пару при 1 ата; $\gamma_{вт.п}$ –теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг. Теплофизические свойства конденсата (воды) и кипящих растворов сульфата аммония по корпусам представлены в таблице 4.5.

$$A = 780 (0,687^{1,3} 992^{0,5} 1,618^{0,06}) / (0,0518^{0,5} 2171000^{0,6} 0,579^{0,66} 3850^{0,3} 0,00022^{0,3}),$$

$$A = 16,24.$$

По формуле (4.23)

$$q_1 = 9036 \cdot 2 = 18072 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

тогда по формуле (4.26)

$$\alpha_2 = 16,24 (18072)^{0,6} = 5818 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Проверка правильности первого приближения

$$q_2 = 5818 \cdot 6,81 = 39620 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Так как $q_1 < q_2$, во втором приближении увеличиваем частный температурный напор со стороны пара, принимаем $\Delta t^* = 3$ °С.

Пренебрегая изменением теплофизических свойств конденсата при изменении температур на 1 °С, α_1 определится по соотношению

$$\alpha_1 = 9036 (2/3)^{0,25} = 8165 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Тогда по уравнениям (4.23) - (4.26)

$$\Delta t_{ст} = 8165 \cdot 3 \cdot 3,97 \cdot 10^{-4} = 9,72 \text{ °С};$$

$$\Delta t^{**} = 15,93 - 9,72 - 3 = 3,21 \text{ °С};$$

$$\alpha_2=16,24(8165 \cdot 3)^{0,6}=6983 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$q_1=8165 \cdot 3=24495 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q_2=6983 \cdot 3,28=22905 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Ошибка: $(24495 - 22905)/24495=0,065$ или 6,5 %.

Такое расхождение, более 3%, недопустимо, поэтому проводим третье приближение. Для этого строим график зависимости тепловой нагрузки в первом $q_1=f(\Delta t^*)$ и во втором $q_2=f(\Delta t^*)$ случаях от принятого частного температурного напора со стороны пара Δt^* (рис.4.1). Откуда принимаем $\Delta t^*=2,85 \text{ °С}$.

Тогда

$$\alpha_1=9036(2,85)^{0,25}=8270 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$\Delta t_{\text{ст}}=8270 \cdot 2,85 \cdot 3,94 \cdot 10^{-4}=9,3 \text{ °С};$$

$$\Delta t^{**}=15,93 - 2,85 - 9,3=3,8 \text{ °С};$$

$$\alpha_2=16,24(8270 \cdot 2,85)^{0,6}=6823 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$q_1=8270 \cdot 2,85=23570 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q_2=6823 \cdot 3,8=23198 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Ошибка: $(23570-23198)/23570=0,016$ или 1,6%, что вполне допустимо.

Коэффициент теплопередачи для первого корпуса по уравнению (4.19)

$$K_1=1/(1/8270+3,94 \cdot 10^{-4}+1/6823)=1515 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Для второго корпуса расчеты проводятся аналогично при соответствующих параметрах пара, конденсата и раствора (таблицы 4.3 и 4.5).

Принимаем для второго корпуса $\Delta t^*=4,5 \text{ °С}$.

Тогда коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам труб по уравнению (4.22)

$$\alpha_1=2,04[2171000 \cdot 932^2 \cdot 0,686^3/(0,207 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 4,5)]^{0,25}=7295 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°К}).$$

Коэффициент А в уравнении (4.26)

$$A=780(0,590^{1,3} 1191^{0,5} 1,727^{0,06})/0,0969^{0,5} 2262000^{0,6} 0,579^{0,66} 3120^{0,3} 0,000865^{0,3}$$

$$A = 9,5$$

По уравнениям (4.24) – (4.26)

$$\Delta t_{\text{ст}}=7295 \cdot 4,5 \cdot 3,94 \cdot 10^{-4}=12,93 \text{ °С},$$

$$\Delta t^{**}=21,6-4,5-12,93=4,17 \text{ °С},$$

$$\alpha_2=9,5(7295 \cdot 4,5)^{0,6}=4869 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}),$$

$$q_1=7295 \cdot 4,5=32828 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q_2=4869 \cdot 4,17=20393 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Так как $q_1 > q_2$, уменьшаем принятое ранее Δt^* до 3,5 °С.

Тогда

$$\alpha_1=7295(4,5/3,5)^{0,25}=7768 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}),$$

$$\Delta t_{\text{ст}}=7768 \cdot 3,5 \cdot 3,94 \cdot 10^{-4}=10,71 \text{ °С},$$

$$\Delta t^{**}=21,6-3,5-10,71=7,39 \text{ °С},$$

$$\alpha_2=9,5(7768 \cdot 3,5)^{0,6}=4348 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}),$$

$$q_1=7768 \cdot 3,5=27188 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$q_2=4348 \cdot 7,39=32132 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

По рассчитанным значениям строится график $q_1=f(\Delta t^*)$ и $q_2=f(\Delta t^{**})$ (рис.4.2), по которому определяется новое значение $\Delta t^*=3,76 \text{ °С}$.

Тогда коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам труб во втором корпусе

$$\alpha_1 = 7295 \cdot (4,5/3,76)^{0,25} = 7630 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С});$$

$$\Delta t_{\text{ст}} = 7630 \cdot 3,76 \cdot 3,94 \cdot 10^{-4} = 11,3 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$\Delta t^{**} = 21,6 - 3,76 - 1,3 = 6,54 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$\alpha_2 = 9,5 \cdot (7630 \cdot 3,76)^{0,6} = 4491 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С});$$

$$q_1 = 7630 \cdot 3,76 = 28689 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q_2 = 4491 \cdot 6,54 = 29371 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Ошибка: $(29371 - 28689) / 29371 = 0,023$ или 2,3%, что вполне допустимо.

Коэффициент теплопередачи для второго корпуса

$$K_2 = 1 / (1/7630 + 3,94 \cdot 10^{-4} + 1/4491) = 1333 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Таблица 4.5

Теплофизические свойства конденсата (воды)
и кипящих растворов сульфата аммония по корпусам

Параметр	Размерность	Корпус	
		1	2
<u>Конденсат</u>			
Плотность	кг/м ³	917	932
Теплопроводность	Вт/(мК)	0,684	0,686
Динамическая вязкость	Па·с	0,000185	0,000207
<u>Раствор</u>			
Теплопроводность	Вт/(мК)	0,687	0,590
Плотность	кг/м ³	902	1191
Теплоемкость	Дж/(кгК)	3850	3120
Динамическая вязкость	Па·с	0,00022	0,000965
Поверхностное натяжение	Н/м	0,0518	0,0969
<u>Пар</u>			
Теплота парообразования:	Дж/кг		
греющего		2117000	2171000
вторичного;		2171000	2262000
плотность	кг/м ³		
вторичного		1,618	1,727
вторичного при 1 ата		0,579	0,579

Примечание: в аппаратах с вынесенной зоной кипения (тип 1 исп.3) и с принудительной циркуляцией раствора (тип 2 исп.1) кипения раствора в трубах не происходит. Поэтому коэффициент теплоотдачи от стенки труб к раствору рассчитывается по критериальному уравнению для теплообмена без изменения агрегатного состояния при вынужденном турбулентном режиме движения (формула 3.6). Определяющая температура – температура кипения, определяющий размер – внутренний диаметр труб. Определяющая скорость 2 – 3 м/с.

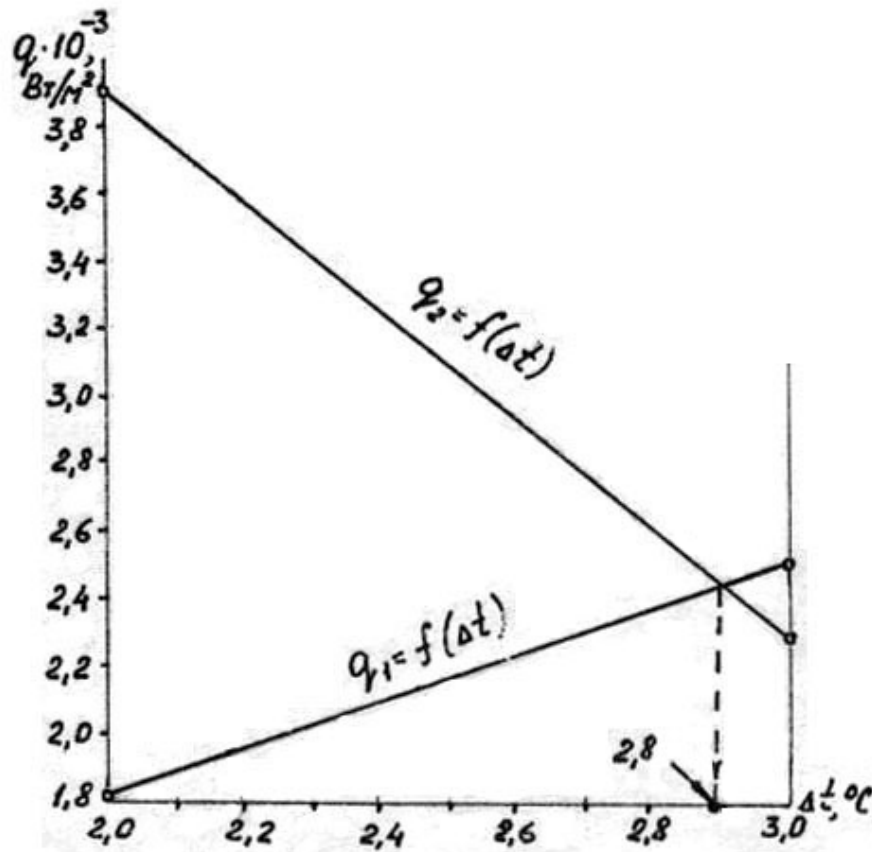


Рис. 4.1. К определению движущей силы процесса теплоотдачи Δt^* при конденсации пара в первом корпусе

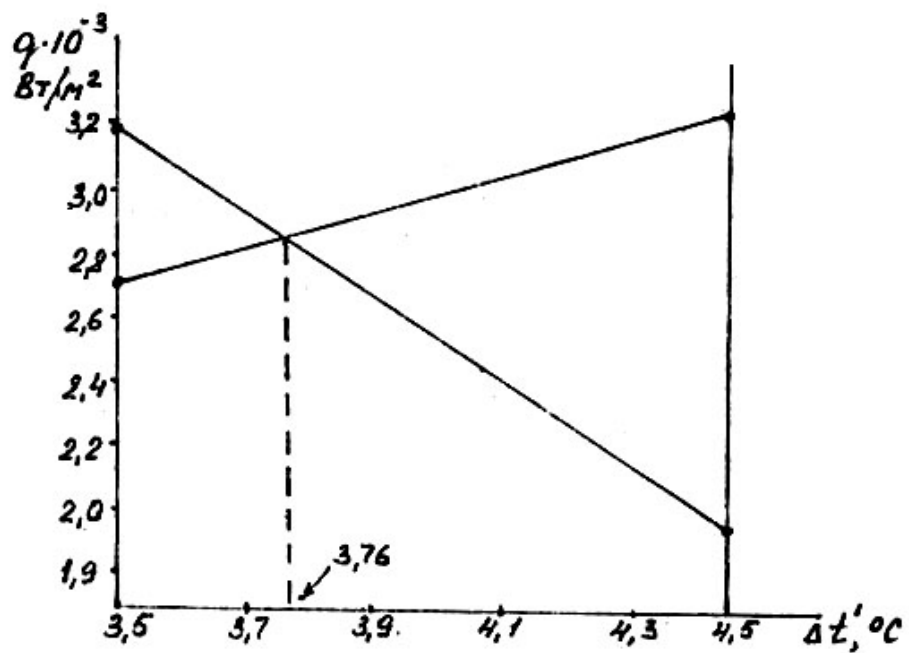


Рис. 4.2. К определению движущей силы процесса теплоотдачи Δt^* при конденсации пара во втором корпусе

Распределение полезной разности температур по корпусам выпарной установки

Обычно проводится исходя из условия равенства поверхности нагрева всех корпусов:

$$\Delta t_{\text{пол.}} = (\sum t_{\text{пол.}} Q_i / K_i) / (\sum Q_i / K_i); \quad (4.28)$$
$$\Delta t_{\text{пол.1}} = (37,53 \cdot 649904 / 1506) / (649904 / 1506 + 647981,6 / 1332) = 17,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$
$$\Delta t_{\text{пол.2}} = (37,53 \cdot 647981,6 / 1332) / (649904 / 1506 + 647981,6 / 1332) = 19,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\sum \Delta t_{\text{пол.}} = \Delta t_{\text{пол.1}} + \Delta t_{\text{пол.2}} = 17,6 + 19,9 = 37,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

ошибка пересчета $\Delta t_{\text{пол.1}}$ для первого корпуса

$$(15,93 - 17,6) / 17,6 = 0,095 \text{ или } 9,5\%;$$

для второго корпуса $\Delta t_{\text{пол.2}}$

$$(19,9 - 21,6) / 21,6 = 0,078 \text{ или } 7,8 \%,$$

что превышает 5%. Поэтому во втором приближении следует перезадаваться значениями полезной разности температур и повторить весь расчет.

В основу пересчета положим значения полезной разности температур, полученные из условий равной поверхности корпусов.

Поверхность теплообмена выпарных аппаратов (4.19)

$$F_1 = Q_1 / (K_1 t_{\text{пол.1}}) = 6499904 / (1506 \cdot 17,76) = 244 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = Q_2 / (K_2 t_{\text{пол.2}}) = 6479816 / (1332 \cdot 19,9) = 244 \text{ м}^2.$$

Ближайшее значение площади нагрева имеют выпарные аппараты типа 1 исполнения 2 группы Б с поверхностью теплообмена $F = 226 \text{ м}^2$. Отсюда следует, что выбранный аппарат не справится с заданной производительностью. Поэтому необходимо уменьшить производительность по исходному раствору, оставляя другие параметры теми же. Учитывая, что количество теплоты, передаваемой от пара к кипящему раствору, пропорционально поверхности теплопередачи, из теплового баланса для первого корпуса получаем

$$G_H = Q_1 F / [F_1 c_H (t_{\text{кип.1}} - t_H) + (1 - x_H / x_{K1}) (I_{\text{вт.пл}} - c_B t_{\text{кип.1}})] =$$
$$= 6499904 \cdot 226 / [224 \cdot 3980 (135,17 - 133,67) +$$
$$+ (1 - 0,05 / 0,089) (27300004270 \cdot 135,17)] = 6,34 \text{ кг/с}.$$

4.1.2. РАСЧЕТ ПЛЕНОЧНОГО ВЫПАРНОГО АППАРАТА

Пример 4.2.

Рассчитать однокорпусной выпарной аппарат пленочного типа (тип 3 исп. 1) для концентрирования $G_H = 16500 \text{ кг/ч}$ водного раствора NH_4NO_3 . Начальная концентрация раствора $x_H = 10\%$, конечная – $x_K = 40 \text{ мас.}\%$. Обогрев производится насыщенным водяным паром с абсолютным давлением 3 ата ($2,94 \cdot 10^5 \text{ Па}$). Давление в сепараторе вторичного пара – атмосферное ($1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$). Раствор поступает на выпаривание нагретым до температуры кипения.

Расчет.

Производительность аппарата по упаренной воде

$$W = G_H(1 - x_H/x_K) = 16500(1 - 10/40)/3600 = 3,44 \text{ кг/с.}$$

Тепловая нагрузка аппарата

$$Q = W(I_{\text{вт.п}} - ct_{\text{кип}}) = 3,44(2679 - 4,23 \cdot 106,2) = 7670,4 \text{ кВт,}$$

где $I_{\text{вт.п}} = 2679 \text{ кДж/кг}$ и $t_{\text{кип}} = 106,2 \text{ }^\circ\text{C}$ – энтальпия водяного пара и температура кипения 40% - го раствора NH_4NO_3 при атмосферном давлении; $c = 4,23 \text{ кДж/(кгК)}$ – теплоемкость воды при температуре вторичного пара [2].

Расход греющего пара

$$D_{\text{гр.п}} = Q/(I_{\text{гр.п}} - c_{\text{кон}}t_{\text{кон}}) = 7670,4/(2730 - 4,23 \cdot 131) = 3,52 \text{ кг/с,}$$

где $I_{\text{гр.п}} = 2739 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия греющего пара; $t_{\text{кон}} = 131 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура конденсата (принимается на $(2 \div 3)^\circ\text{C}$ меньше температуры греющего пара); $c_{\text{кон}} = 4,23 \text{ кДж/кг}$ – теплоемкость конденсата.

Полезная разность температур

$$t_{\text{пол}} = t_{\text{гр.п}} - t_{\text{кип}} = 132,9 - 106,2 = 26,7^\circ\text{C.}$$

В пленочных выпарных аппаратах гидростатическую депрессию не учитывают.

Задаемся коэффициентом теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору $K_0 = 1200 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ и определяем ориентировочную поверхность нагрева кипяtilьных труб (из формулы 4.19)

$$F_0 = Q/(K_0 t_{\text{пол}}) = 7670400/(1200 \cdot 26,7) = 239 \text{ м}^2.$$

Выбираем по каталогу [20] или по таблице 9 приложения выпарной аппарат с номинальной площадью поверхности нагрева 250 м^2 , количество кипяtilьных труб $n = 468$, размеры труб $38 \times 2 \times 5000 (d_H \times \delta \times l)$ мм.

Коэффициент теплоотдачи от греющего пара к стенкам труб

$$\alpha_1 = 3,78 \lambda (\rho^2 d_H n / \mu D_{\text{гр.п}})^{0,333}, \quad (4.29)$$

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 0,686 (934^2 \cdot 0,038 \cdot 468 / 212 \cdot 10^{-6} \cdot 3,52)^{0,333} = 7053 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$$

где λ , ρ , μ – теплопроводность, плотность и вязкость конденсата (воды) при температуре пленки конденсата $t_{\text{кон}} = t_{\text{гр.п}} - (2 \div 3) = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ [2, с.537, табл. XXXIX].

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору в пленочных выпарных аппаратах рассчитывается по формуле (4.30) [12].

$$\alpha_2 = (128 + 1,3/d_{\text{вн}}) \lambda_p \text{Pr}_p^{0,9} \text{Re}_p^{0,28} \text{Re}_n^{0,34} (\rho_p/\rho_n)^{0,25} (\mu_n/\mu_p), \quad (4.30)$$

где Re_p и Re_n – критерии Рейнольдса для раствора и вторичного пара; Pr_p и ρ_p – критерий Прандтля и плотность для упаренного раствора;

$$\text{Re}_p = G_H 4 / (3,14 d_{\text{вн}} n \mu_p), \quad (4.31)$$

$$\text{Re}_p = 16500 \cdot 4 / (3,14 \cdot 0,034 \cdot 468 \cdot 382 \cdot 10^{-6} \cdot 3600) = 960,$$

$$\text{Re}_n = W 4 / (3,14 d_{\text{вн}} n \mu_n), \quad (4.32)$$

$$\text{Re}_n = 3,44 \cdot 4 / (3,14 \cdot 0,034 \cdot 468 \cdot 13,1 \cdot 10^{-6}) = 21000,$$

$$\text{Pr}_p = \mu_p c_p / \lambda_p = 382 \cdot 10^{-6} \cdot 3040 / 0,406 = 2,86.$$

Здесь μ_p , c_p , λ_p – вязкость, теплоемкость и теплопроводность упаренного раствора; μ_n и ρ_n – вязкость и плотность вторичного пара; определяющий размер $d_{\text{вн}}$; определяющая температура – температура кипения раствора.

$$\alpha_2 = (128 + 1,3/0,034) 0,406 \cdot 2,86^{0,9} 960^{0,28} 21000^{0,34} (112780,58)^{0,25} (11,31 \cdot 10^6 / 382 \cdot 10^{-6}) = 5657 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Термическое сопротивление стенки труб (4.21)

$$\Sigma \delta / \lambda = r_1 + \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + r_2 = 1/12000 + 0,002/17,5 + 0,0005/1,5 = 0,00054 \text{ (м}^2\text{К)/Вт,}$$

где $r_1=1/12000$ (м²К)/Вт–термическое сопротивление загрязнения со стороны греющего пара; $\delta_{ст}=0,002$ м–толщина стенки; $\lambda_{ст}=17,5$ Вт/(мК)–теплопроводность нержавеющей стали; $r_2=\delta_n/\lambda_n=0,0005/1,5$ (м²К)/Вт термическое сопротивление накипи со стороны раствора [2].

Коэффициент теплопередачи (4.20)

$$K=1/(1/7053+0,00054+1/5657)=1178 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Расчетная поверхность теплопередачи (4.19)

$$F = Q/(K\Delta t_{пол})=7670400/(1178\cdot 26,7)=244 \text{ м}^2.$$

Принятая ранее поверхность нагрева кипятельных труб 250 м² удовлетворяет расчетной площади теплопередачи. Сделаем проверку температуры стенки труб со стороны греющего пара и температуру пленки конденсата.

Движущая сила теплоотдачи от пара к стенке

$$\Delta t_1=K\Delta t_{пол}/\alpha_1=1178\cdot 26,7/7053=4,46 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура стенки труб со стороны пара

$$t_{ст.1}=t_{гр.п}-\Delta t_1=132,9-4,46=128,44 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура пленки конденсата

$$t_{кон}=(t_{гр.п}+t_{ст.1})/2=(132,9+128,44)/2=130,67 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ошибка в ранее принятой температуре составит

$$\varepsilon=(131-130,67)100/130,67=0,24 \text{ \%}$$

Список литературы

1. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.Е. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989.
2. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов /К.Ф.Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – 10-е изд.- Л.: Химия, 2005. – 567 с.
3. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учеб. для вузов /А.Г. Касаткин.- 10-е изд.- М.: ООО ТИД “Альянс”, 2004. - 753 с.
4. Дытнерский, Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию /Ю.И. Дытнерский. – М.: Химия, 1983. – 272 с.
5. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи / И. В. Доманский [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.
6. Пластинчатые теплообменные аппараты. Каталог. Изд. 5-е, исправ. и доп. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 52 с.
7. Лесохин, Е.И. Теплообменники – конденсаторы в процессах химической технологии. Моделирование, расчет, управление /Е.И. Лесохин, П.В. Рашковский –Л.: Химия, 1990. – 288 с.
8. Маньковский, О.Н. Теплообменная аппаратура химических производств / О.Н. Маньковский, А.Р. Толчинский, М.В. Александров. –Л.: Химия,1976. – 368 с.
9. Аппараты воздушного охлаждения специального назначения. Каталог. Изд. 2-е, исправ. и дополн. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1987. – 9 с.
10. Стандартные кожухотрубчатые теплообменные аппараты общего назначения. Каталог. Изд. 4-е, исправл. и доп. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. – 40 с.
11. Тепловые процессы и теплоиспользующее оборудование предприятий бытового обслуживания: справочное пособие / А.Г. Сапронов [и др.]. – М.: Легпромиздат, 1990. – 432 с.
12. Выпарные трубчатые аппараты общего назначения для химических производств. Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985. – 20 с.

Приложение

Таблица 1

Площадь поверхности теплообмена по наружному диаметру труб и площадь проходных сечений по трубному и межтрубному пространству теплообменных аппаратов с неподвижными решетками типа ТН и с линзовыми компенсаторами на корпусе типа ТК

Тип аппарата	Диаметр кожуха, мм		Давление, МПа		Число ходов	Наружный диаметр труб, мм	Площадь поверхности теплообмена, м ² при длине труб l, м						Площадь проходного сечения одного хода по трубам (м ²) при толщине стенок труб, мм		Площадь проходного сечения по межтрубному пространству, м ²		
	на- руж- ный, D _н	внут- рен- ний, D _{вн}	в ко- жу- хе	в трубах			1	1,5	2	3	4	6	1,8		2,0	в вы- ре- зе пере- горо- док	между пере- годка- ми
	2	3	4	5			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ТН, ТК	159	-	1,6-4	1,6-4	1	20	1	1,5	2,5	3,5	-	-	0,004	0,004	0,002	0,005	
					1				25	2,0	3,0	-	-	0,005	0,005	0,003	0,003
ХК			1,6	0,6	1	25	-	1,5	2,0	3,0	-	-					
ТН, ТК	273	-	1,6-4	1,6-4	1	20	4	6	8,5	12,5	-	-	0,014	0,013	0,006	0,008	
							25	3	5	6,5	10,0			0,015	0,015		0,009
ХК			1,6	0,6	1	25	-	5	6,5	10,0	-	-	0,015	0,015	0,009		
ТН, ТК	325	-	1,6-4	1,6-4	1	20	-	9,5	12,5	19	25	-	0,021	0,02	0,011	0,02	
						25	-	7,5	10	14,5	19,5	-	0,022	0,021	0,013	0,029	

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17					
ТН,ТК	325	-	1,6;2,5; 4,0	1.6;2,5; 4,0	2	20		8,5	11	17	22,5	-	0,009	0,009	0,011	0,016					
						25		6,5	9	13	17,5		0,01	0,01	0,013	0,015					
ХК			1,6	0,6	2	25															
ТН,ТК	426	400	1,6;2,5; 4,0	1,6;2,5; 4,0	1	20			23	34	46	68	0,038	0,036	0,017	0,025					
						25			17	26	35	52	0,039	0,038	0,02	0,031					
					2	20	21		31	42	63	0,017	0,016	0,017	0,025						
						25	16		24	31	77	0,018	0,017	0,02	0,025						
ХК			1,6	0,6	2	25		15,5	23	30,5	46	0,017	0,017	0,02	0,025						
ТН,ТК	630	600	1,6;2,5 4,0	1,6;2,5 4,0	1	20			51	77	102	154	0,086	0,082	0,02	0,042					
						25			41	62	82	124	0,095	0,091		0,038					
					2	20	48		73	97	146	0,039	0,037	0,048							
						25	38		58	77	116	0,042	0,041	0,037	0,045						
					4	20	44		66	88	132	0,017	0,016	0,0480							
						25	34		51	68	101	0,018	0,018		0,045						
					ХН,ХК				1,0;2,5; 4,0	0,6	2			38	58	77	116	0,042	0,041	0,037	0,045
						4	34				51			68	101	0,018	0,018				
КН,КК			1,0	0,6	2	25		-	56	74	111	0,039	0,038								
	4	49			65				97	0,915	0,015										
	6	46			62				93	0,01	0,009										
	2	58			77				116	0,042	0,041										

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
КН,КК	630	600	1,6;2,5	0,6	4	25				51	68	101	0,018	0,018				
					6					48	64	97	0,011	0,011				
							1500	2000	3000	4000	6000	9000						
ИН-1	630	600	1,0;1,6; 2,5;4,0	0,6; 1,0	1	25				41	62	82		0,095	0,091	0,037	0,038	
ИК-1										40	60	80		0,091	0,088			
ИН-2										41	62	82		0,095	0,091			
ИК-2																		
ТН,ТК	-	800	1,0;1,6; 2,5;4,0	1,0; 1,6; 2,5; 4,0	1	20					94	142	189	284	0,159	0,152	0,064	0,077
					1	25					74	112	149	224	0,171	0,165	0,062	0,059
					2	20					91	137	182	272	0,074	0,071	0,064	0,7
					2	25					71	106	142	213	0,079	0,077	0,062	
					4	20					85	127	169	254	0,032	0,031	0,064	
					4	25					64	97	129	103	0,034	0,033	0,062	
ХН,ХК					2					71	106	142	213	0,079	0,077	0,062		
					4					64	97	129	193	0,034	0,033	0,062		
КН,КК			1,0	0,6	2	25					104	138	208	0,075	0,072			
					4						94	125	188	0,034	0,033			
					6						91	121	182	0,019	0,019			
			2		106						142	213	0,079	0,077				
			4		97						129	103	0,034	0,033				
			6		94						125	188	0,023	0,022				

Окончание таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17				
ИН-1		800	1,0;	0,6; 1,0	1	25		74	112	149			0,171	0,165	0,062	0,059				
ИК-1			73					109	146	0,167			0,161							
ИН-2										74			112	149	0,171	0,165				
ИК-2																				
ТН,ТК	1000	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0	1	20				226	301	451	545	0,253	0,241	0,097	0,135				
													182	242	363	0,278	0,277	0,099	0,117	
													219	292	438	0,120	0,114	0,097	0,125	
													175	233	350	525	0,130	0,125	0,099	0,130
													206	275	413	0,054	0,051	0,097	0,125	
													163	217	325	488	0,057	0,055	0,099	0,130
ХН,ХК	2	25	175	233	350	525	0,130	0,124												
			4	163	217	325	488	0,057	0,055											
КН,КК		0,6	0,6	2	25				171	288	343	0,124	0,119							
									4	159	212	318	0,051	0,050						
									6	121	154	206	309	0,032	0,031					
									2	175	233	350	0,130	0,124						
КН,КК		1000			6	25			163	217	325	0,057	0,055							
									158	211	316	0,038	0,036							

Таблица 2

Площадь поверхности теплообмена по наружному диаметру труб и площадь проходных сечений по трубному, и межтрубному пространству теплообменных аппаратов с плавающей головкой, и аппаратов с U – образными трубами

Тип аппарата	Диаметр кожуха, мм		Условное давление в кожухе, МПа	Наружный диаметр труб, мм	Поверхность теплообмена, м ²						Площадь проходного сечения, м ²						Площадь проходного сечения по межтрубному пространству, м ²	
					при длине прямого участка трубы, мм						при толщине стенки туб, мм							
	3000				6000		9000		1,8		2,0							
	При числе ходов по трубам														в вырезе-перегородок	между перегородками		
на-руж-ный, D _н	внут-рен-ний, D _{вн}	2	2	4	6	2	4	2	4	6	2	4	6					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ТП	325	-	2,5;4	20	13	26,5					0,007						0,01	0,02
ХП			4;6,3	25	10	20,5	-	-	-	-	0,008	-	-					0,022
ТУ			1,6-4	20	15	21,5					0,008							
ТП	426	400	1,6-6,3	20	23	46,5					0,013						0,02	0,033
ХП			4;6,3	25	19	38	-	-	-	-	0,014	-	-					0,033
ТУ			1,6-6,3	20	31	61,5					0,017							
ТП	530	500	1,6-3,8	20	39	78,5					0,022			0,02			-	0,054
ХП			4; 6,3	25	31	62	-	-	-	-	0,024	-	-	0,023	-	-		0,05
ТУ			1,6-6,3	20	49,5	95					0,026				0,025			

Окончание таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ТП			1,6-4	20		117	107				0,032	0,014		0,03	0,013		0,046	0,082
			6,3;8	20		117	107				0,032	0,014				0,046	0,08	
			1,6-4	25		96	87				0,035	0,015				0,042	0,074	
			6,3;8	25		96	87				0,035	0,015				0,042	0,072	
ХП	630	600	4	25		96	87				0,035	0,015		0,034	0,015			
			6,3	25		96	87				0,035	0,015		0,034	0,015		0,042	0,074
КП			1	25		103	89	84			0,037	0,014	0,009	0,035	0,013	0,09		0,072
ТУ			1,6;2,5	25		105	93	88	-	-	0,039	0,016	0,01	0,038	0,016	0,01	-	-
			1,6-6,3	20		144	-	-			0,039	-	-	0,039	-	-	0,04	0,057
ТП			1,6-8	20		213	200		-	-	0,06	0,028		0,057	0,026		0,073	0,121
ХП			1,6-6,3	25		176	164		264	244	0,069	0,029		0,065	0,028		0,073	0,12
КП			1	25		192	174	167	-	-	0,07	0,024	0,017	0,067	0,022	0,016	-	-
			1,6;2,5	25		198	180	173	-	-	0,074	0,028	0,02	0,071	0,027	0,02	-	-
ТУ			1,6-6,3	20		274	-	-	411	-	0,074	-	-	0,07	-	-	0,068	0,08
ТП			1,6-6,3	20		353	336		-	-	0,098	0,046		0,093	0,043		0,119	0,18
ХП			1,6-6,3	25		287	270		430	405	0,107	0,043		0,103	0,041		0,115	0,19
КП			1-2,5	25		332	307	298	-	-	0,124	0,053	0,035	0,119	0,051	0,034	-	-
ТУ			1,6-4	20		449	-	-	664	-	0,12	-	-	0,114	-	-	0,103	0,12
ТП			1,6-6,3	20		519	499	-	-	-	0,143	0,068	-	0,136	0,064		0,164	0,284
ХП			1,6-6,3	25		425	406	-	638	609	0,162	0,076	-	0,156	0,073		0,161	0,28
			1	25		482	453	442			0,181	0,084	0,051	0,175	0,081	0,049		
			1,6;2,5	25		490	461	450			0,186	0,089	0,056	0,179	0,086	0,054	-	-
ТУ			1,6;2,5	20		664	-	-	979		0,175	-	-	0,166	-	-	0,146	0,197
ТУ	-	1400	1,6;2,5	20		955	-	-	400	-	0,249	-	-	0,236	-	-	0,195	0,241

Техническая характеристика теплообменников
типа ТТ из углеродистых и высоколегированных сталей

Тип элемента	Основные размеры, мм			Техническая характеристика		
	$d_n \times S$	$D_n \times S$	l	площадь попе- речного сече- ния, $m^2 \cdot 10^4$		поверх- ность тепло- обмена, m^2
				внутрен- них труб	межтруб- ного про- странства	
ТТ - 48	48×4	80×4	6000	12,5	22,0	0,904
		80×5			20,4	
		89×4			33,4	
		89×6			28,4	
		80×4	9000		22,0	1,356
		80×5			20,4	
		89×4			33,4	
		89×6			28,4	
ТТ - 57	57×4	80×4	6000	18,5	26,0	1,074
		89×6			21,0	
		95×4			34,1	
		95×5			31,0	
		89×4	9000		26,0	1,611
		89×6			21,0	
		95×4			34,1	
		95×5			31,0	
ТТ-108	108×5	150×5	9000	75,4	83,0	3,052
			12000			4,069

Примечание: 1) поверхность теплообмена определена по наружному диаметру внутренней трубы;
2) расчетное давление в трубном или межтрубном пространстве – 1,0; 1,6; 2,5; 4,0 и 6,4 МПа.

Таблица 4

Техническая характеристика теплообменников
из углеродистых и высоколегированных сталей,
компоуемых из стандартных элементов типа ТТ- 48

Поверхность теплообмена		Количество секций	Количество элементов в секции	Общее количество элементов	Основные размеры, мм			
номинальная $F_n, \text{ м}^2$	расчетная $F_p, \text{ м}^2$				L	l	H	B
1,6	1,8	1	2	2	6500	6000	200	-
2,5	2,71		3	3			400	
3,15	3,62		4	4			600	
4,0	4,52		5	5			800	
5,0	5,42		6	6			1000	
6,3	6,33		7	7			1200	
8,0	8,14		9	9			1600	
10,0	10,84	2	6	12	1000	300		
12,5	12,66		7	14	1200			
16,0	16,28		9	18	1600			
20,0	21,63		12	24	2000			
25,0	24,41	3	9	27	1600	400		
		2					18	9500
31,5	32,56	3	12	36	6500	6000	2200	400
		2						
40,0	39,82	4	11	44	6500	6000	2000	600
	40,68	3	10	30	9500	9000	1800	400
50,0	48,82	4	9	36			1600	600
63,0	65,12		12	48			2200	

Примечание: h = 200 мм.

Таблица 5

Техническая характеристика теплообменников
из углеродистых и высоколегированных сталей,
компокуемых из стандартных элементов типа ТТ- 57

Поверхность теплообмена		Количество секций	Количество элементов в секции	Общее количество элементов	Основные размеры, мм			
номинальная $F_n, \text{ м}^2$	расчетная $F_p, \text{ м}^2$				L	l	H	B
1,0	1,07	1	1	1	6500	6000	-	-
3,15	3,22		3	3			600	
4,0	4,30		4	4			900	
5,0	5,37		5	5			1200	
6,3	6,44		6	6			1500	
8,0	8,59		8	8			2100	
10,0	10,74	2	5	10	6500	6000	1200	300
12,5	12,88		6	12			1500	
16,0	17,18		8	16			2100	
20,0	19,33		9	18			2400	
25,0	25,76	3	8	24	9500	9000	2100	400
	24,16		5	15			1200	
31,5	32,22	2	10	30	6500	6000	2700	300
				20				
40,0	42,96	4	8	40	6500	6000	2100	600
	38,66	3		24				400
50,0	51,55	4	8	32	9500	9000	2100	600
63,0	64,44	5		40				800
80,0	80,55	6	10	50	9500	9000	2700	1000
100,0	96,66			60				

Примечание: h = 300 мм.

Таблица 6

Техническая характеристика теплообменников
из углеродистых и высоколегированных сталей,
компоуемых из стандартных элементов типа ТТ- 198

Поверхность теплообмена		Количество секций	Количество элементов в секции	Общее количество элементов	Основные размеры, мм			
номинальная $F_n, \text{ м}^2$	расчетная $F_p, \text{ м}^2$				L	l	H	B
12,5	12,21	1	4	4	9500	9000	2400	—
16,0	15,26		5	5			3200	
20,0	20,34		12500	12000				
25,0	24,42	2	4	8	9500	9000	2400	400
31,5	30,52		5	10			3200	
40,0	40,64		12500	12000				
50,0	48,83	3	4	12	9500	9000	2400	600
63,0	61,04	4	5	20			3200	900
		3		15			600	
80,0	81,28	4		20	900			
100,0	97,67	5	6	24	12500	12000	4000	900
125,0	122,08			30			4000	1200
160,0	162,56			8			5600	1200
200,0	195,32	6	8	48	12500	12000	5600	1500
250,0	244,16			10			60	7200

Примечание: h = 800 мм.

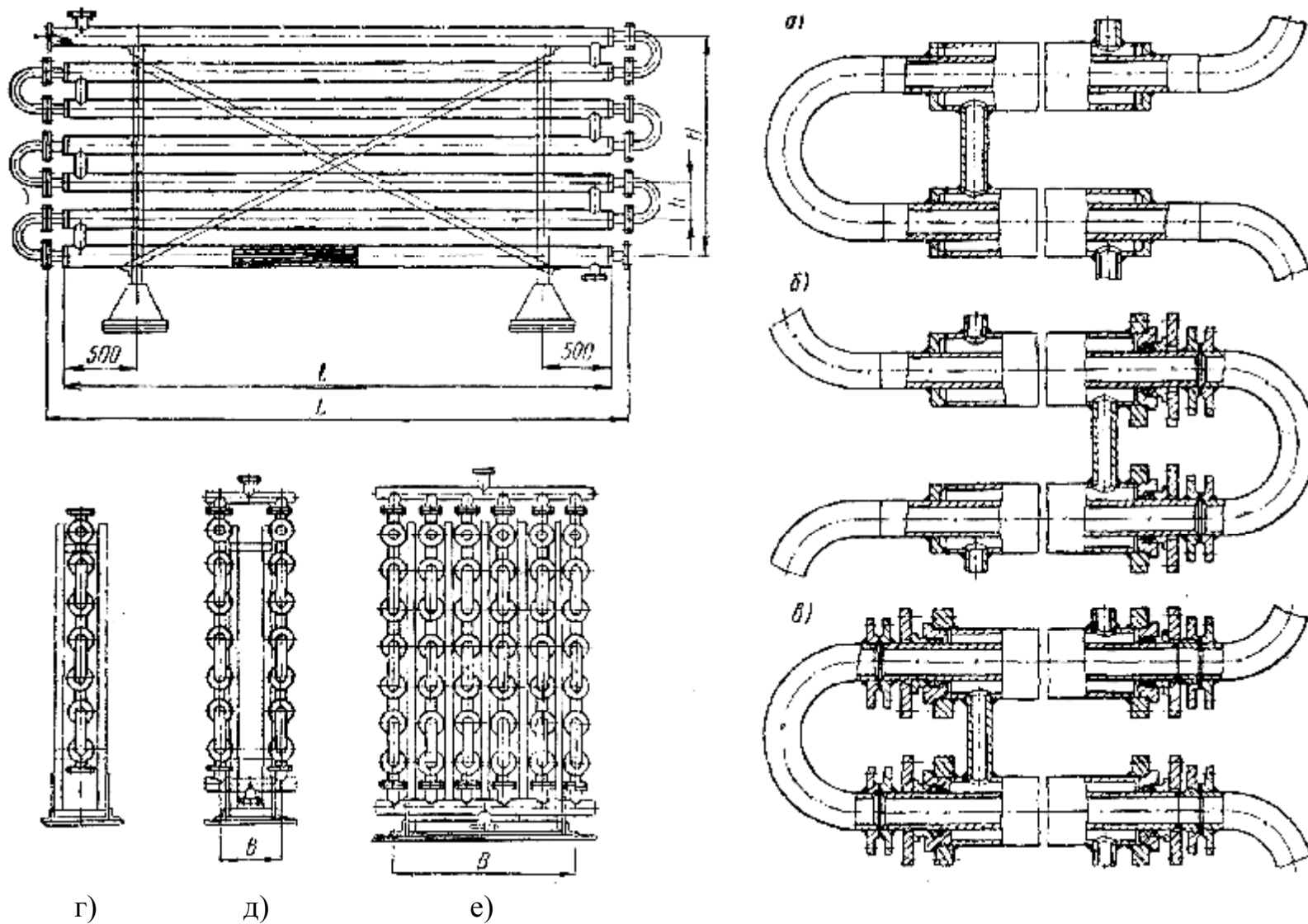


Рис.1. Варианты конструкции теплообменника “труба в трубе” (а, б, в) и его компоновка из элементов ТТ (г, д, е): а – жесткая конструкция; б – конструкция с сальником на одном конце трубы; в – конструкция с сальником на обоих концах трубы; г – односекционный; д – двухсекционный; е - шестисекционный

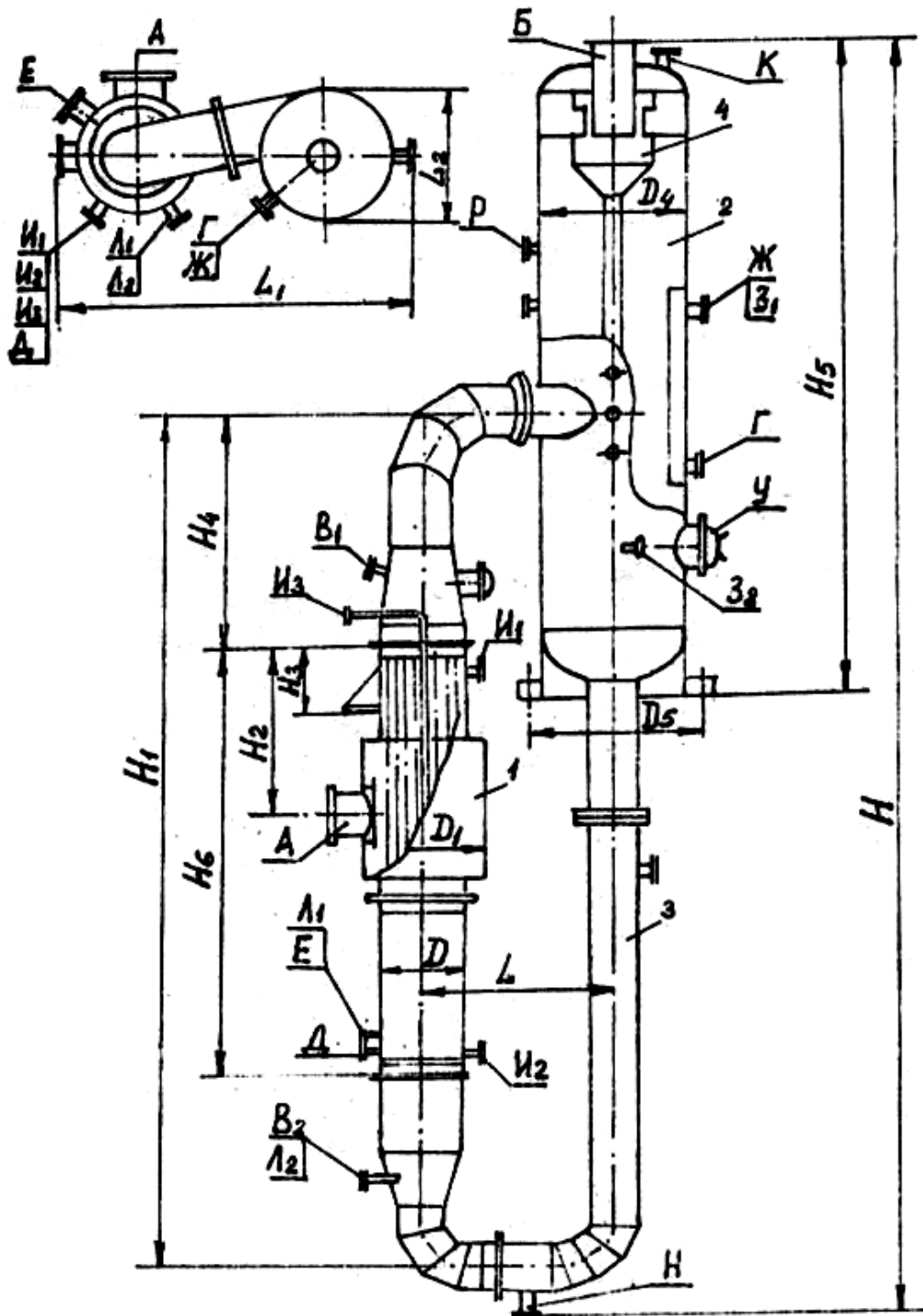


Рис. 2. Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией раствора и с вынесенной греющей камерой (группа А, тип I, исполнение 2): 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляционная труба; 4 – брызгоотделитель

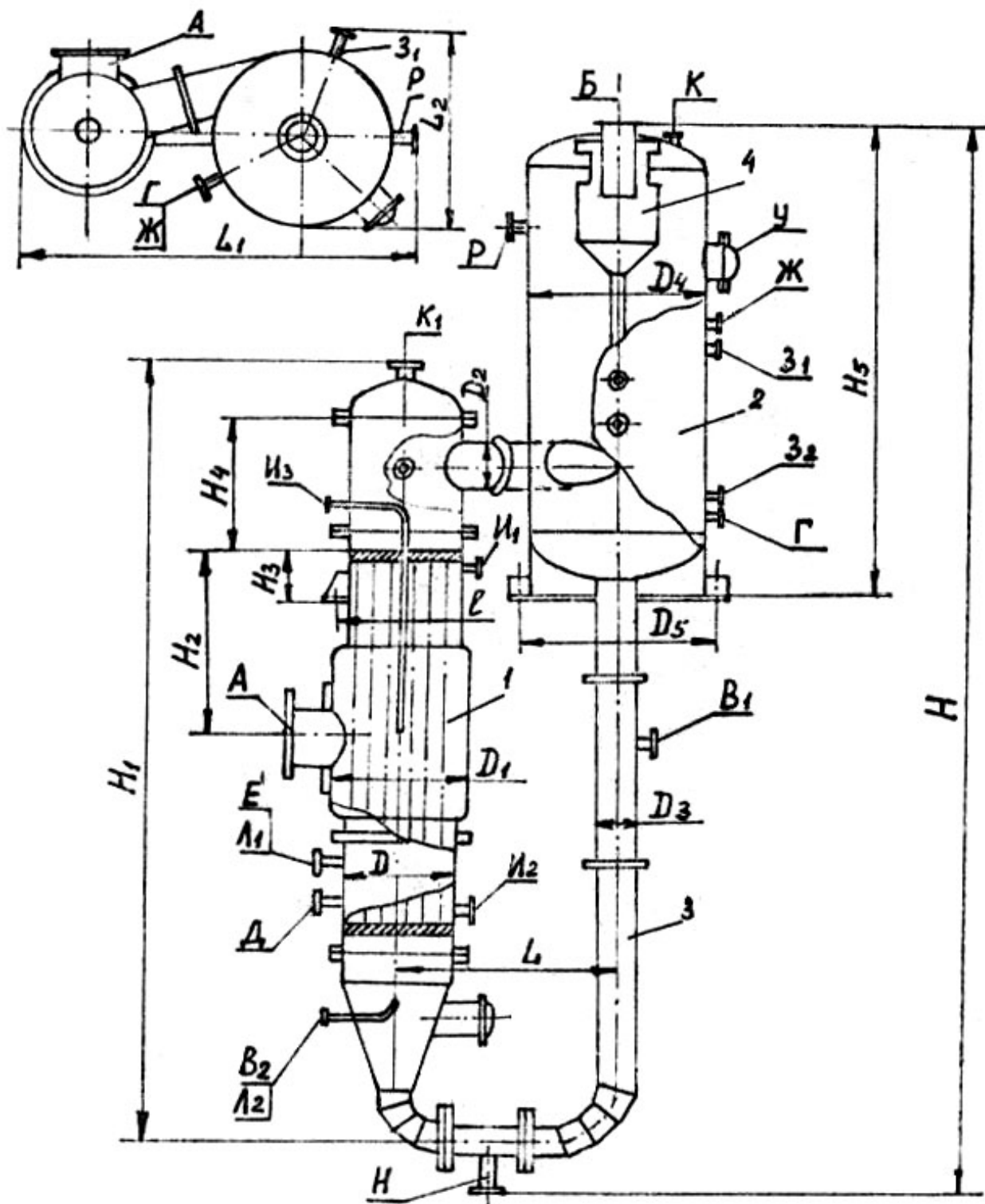


Рис. 3. Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией раствора и с вынесенной греющей камерой (группа Б, тип I, исполнение 2): 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляционная труба; 4 – брызгоотделитель

Таблица 7

Техническая характеристика выпарных аппаратов с естественной циркуляцией и с вынесенной греющей камерой (тип 1 исполнение 2)

Площадь поверхности теплообмена		Условное давление, МПа		Количество труб 38×2 ,	Размеры, мм						
Номинальная, m^2 ; F_n	Действительная, m^2 ; F_d	В греющей камере	В сепараторе		Высота труб (длина) $H_{тр}$	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅
Аппараты группы А											
63	63	До 1,0	До 0,6	147	4000	800	1066	400	273	1200	1360
125	132			309		1000	1266	600	325	1400	1560
200	200			468		1200	1466	700	400	2000	2180
250	267			626		1400	1666	800	500	2200	2380
Аппараты группы Б											
10	13	До 1,0	До 0,6	31	4000	400	685	220	159	800	960
25	25			59	4000	500	720	273	273	800	960
63	58			109	5000	600	858	400	400	1200	1360
112	108			203	5000	800	1066	600	600	1400	1560
140	140			263	5000	1000	1266	800	800	1800	1980
224	226			424	5000	1200	1466	900	900	2000	2180
355	345			646	5000	1400	1666	1100	1100	2400	2580
400	417			781	5000	1600	1870	1200	1200	2600	2780
630	667			1250	5000	2000	2270	1400	1400	3400	3620

Окончание таблицы 7

Размеры, мм												Масса, тонн
F _н , м ²	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	L	L ₁	L ₂	l	
Аппараты группы А												
63	9780	7220	2650	800	1000	4605		1600	3050	1650	1358	5,0
125	10070	7860	2650	900	1300	4685		1800	3460	1840	1660	10,5
200	10600	8375	2500	1050	1400	5055		2300	4360	242-	1866	12,8
250	10960	8370	2500	1200	1500	5490		2500	4765	2650	2324	15,0
Аппараты группы Б												
10	8500	5460	2200	600	820	3850	5390	1000	1400	1050	960	1?7
25	10240	7260	1600	600	2000	5286	4400	1200	2240	1230	932	3?0
63	12700	8930	2450	800	2500	6660	5400	1600	2800	1560	1154	6?0
112	12965	8970	2600	900	2500	6885	5400	1800	3360	1760	1456	8,5
140	13150	9190	2800	1050	2500	6990	5400	2200	3985	2110	1664	11,5
224	13575	9410	2800	1050	2500	7145	5400	2400	4480	2350	2124	14,8
355	14060	9610	3000	1200	2500	7475	5400	3000	5470	2780	2582	21,0
400	14640	9880	3350	1450	2550	8935	5440	3200	5960	2980	2790	26,5
630	15410	10320	3400	1450	2550	8265	5440	4000	7295	3800	3498	40,0

Таблица 8

Таблица штуцеров аппаратов группы А и Б

Площадь поверх- ности тепло- обмена, м ² , F _н	А	Б	В _{1,2}	Г	Д	Е	Ж	З _{1,2}	И _{1,2,3}	К _{и,1}	h ₁	Р	Л _{1,2}	У
	Размеры ,мм													
	Вход грею- щего пара	Выход вторич- ного пара	Вход раст- вора	Выход раст- вора	Выход конденса- та	Техноло- гические		Сдув- ка	Воз- душ- ник	Слив	Для мано- метра	Для про- мывки	Люк	
Группа А														
63	400	400	65	65	50	50	50	50	50	32	50	50	50	500
125	500	500	80	80	65	50				32	50			
200	600	600	125	125	100	100				50	80			
250	600	800	125	125	100	100				50	80			
Группа Б														
10	150	200	32	32	32	50	50	50	32	32	50	50	32	400
25	150	200	50	32	32				32					
63	250	400	50	32	50				50					
112	400	500	65	65	50				50					
140	500	600	80	65	50				50					
224	600	600	100	100	60	100	65	40	80	80	100	80	500	
355	600	600	100	100	60				40					80
400	800	1000	150	125	12				5					40
630	1000	1000	200	125	12	5	50	100	80					

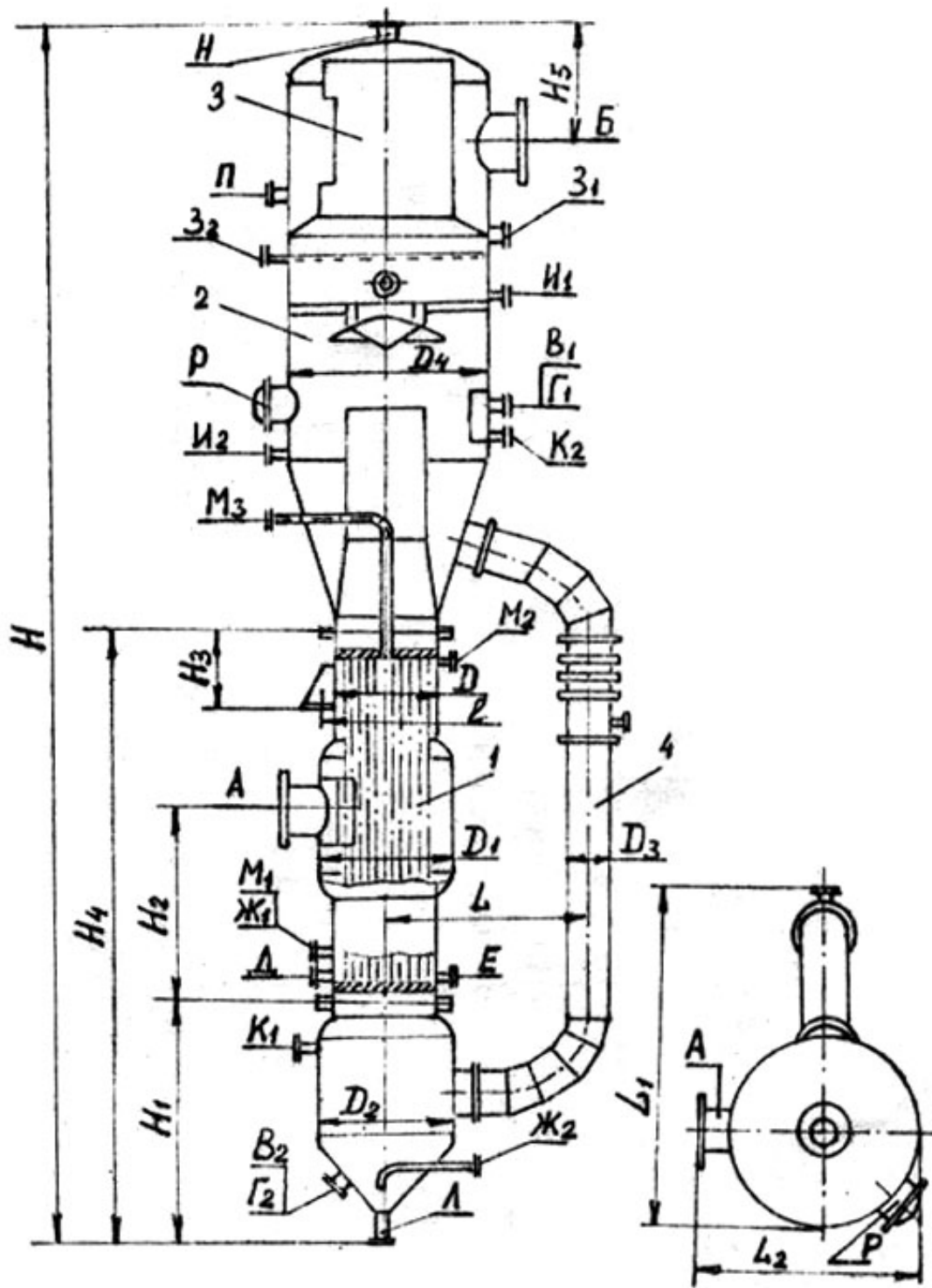


Рис. 4. Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией раствора, с соосной греющей камерой и солеотделением (тип I, исполнение 3.): 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – брызгоотделитель; 4 – циркуляционная труба

Таблица 9

Техническая характеристика выпарных аппаратов с естественной циркуляцией, с сосной греющей камерой и солеотделением (тип 1, исполнение 3)

Поверхность теплообмена, м ²		Условное давление, МПа		Количество труб 38 × 2	Размеры, мм							
номинальная	действительная	в греющей камере	в сепараторе		Длина (высота) труб	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	H	H ₁
250	248	До 1,0	До 0,6	581	4000	1400	1600	2000	700	2200	14710	3340
400	372			581	6000	1400	1660	2000	900	2800	17950	3340
630	630			984	6000	1800	2070	2600	1000	3400	19000	3980
Размеры, мм												
H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	L	L ₁	L ₂	l	Масса, т				
2200	1550	7740	1240	2100	3956	2610	2086	17				
2900	1600	9730	1700	2150	4150	3230	2880	25				
3000	1600	10380	1995	2800	5420	3880	3308	36,5				

Таблица штуцеров выпарных аппаратов (тип 1, исполнение 3)

Площадь теплообмена (номинальная), м ²	А	Б	В _{1,2}	Г _{1,2}	Д	Е	Ж _{1,2}	З _{1,2}	И _{1,2}	К _{1,2}	Л	М _{1,2,3}	Н	П	Р
	Вход греющего пара	Выход вторичного пара	Вход раствора	Выход раствора	Выход конденсата	Технологический	Для промывки		Технологический	Отбор проб	Слив	Сдувка	Воздушник	Для манометра	Люк
Диаметр условного прохода, мм															
250	600	600	100	100	100	100	50	80	100	40	80	50	50	50	50
400	800	1000	150	150	100	100	80	100	125	40	100	65			
630	1000	1000	200	200	125	125	80	100	150	40	100	65			

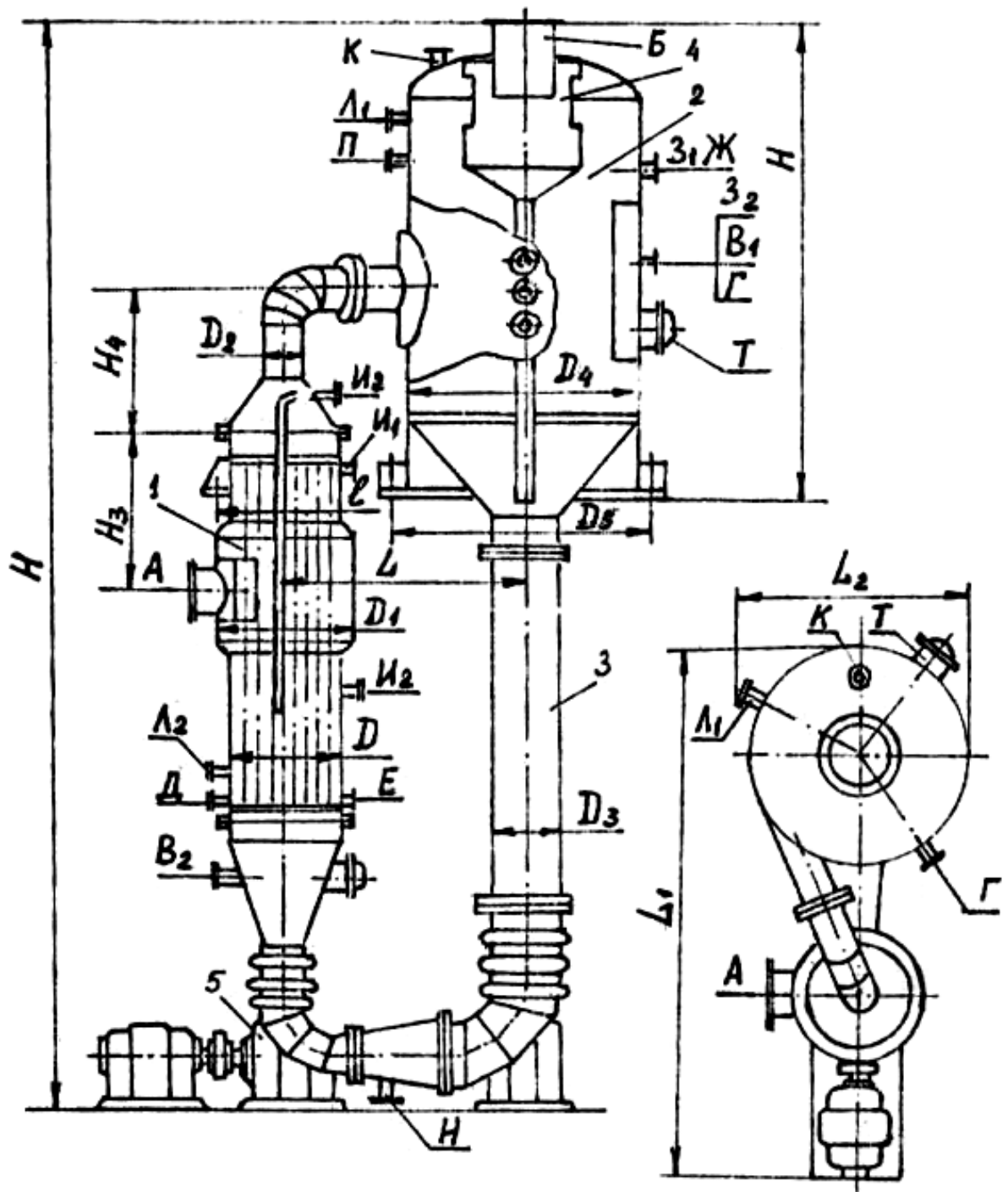


Рис. 5. Выпарные трубчатые аппараты с принудительной циркуляцией раствора и с вынесенной греющей камерой (тип 2, исполнение 1.): 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляционная труба; 4 – брызгоотделитель; 5 - насос

Таблица 11

Техническая характеристика выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией и с вынесенной греющей камерой (тип 2, исп.1)

Площадь теплообмена (номинальная), м ²	Условное давление, МПа		Количество труб, 38 × 2	Размеры, мм									
	в греющей камере	в сепараторе		Длина труб	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	H	H ₁	H ₂
63	До 0,6	До 0,6	101	6000	600	858	500	400	1400	1560	15460	6060	800
125			195		800	1066	700	500	1800	1980	15995	6595	900
160			241		1000	1166	800	600	2200	2380	16340	6735	1050
200			309		1000	1266	800	600	2400	2580	16175	6800	1050
315			468		1200	1466	1000	800	2800	3000	16785	7385	1200
400			626		1400	1666	1200	900	3000	3220	17350	7945	1200
500			780		1600	1870	1400	1000	3200	3420	18090	8890	1450
Размеры, мм													
H ₃	H ₄	L	L ₁	L ₂	l	Тип насоса	Масса аппарата, т						
2450	2000	1900	4345	1825	1150	ОГХ6 –25	8,3						
2600	2000	2200	4843	2170	1455	ОГХ6-30	13,0						
2800	2000	2400	6210	2660	1930	ОГХ6- 42	15,3						
2800	2000	2600	6130	2845	1980	ОГХ6-42	19,1						
3000	2000	3100	8025	3245	2375	ОГХ6055	29,8						
3000	2200	3500	8295	3380	2580	ОГХ6-55	34,0						
3360	2370	3900	9010	3585	3080	ОГХ6-70	39,0						

Таблица штуцеров выпарных аппаратов(тип 2, исполнение 1)

Площадь теплообмена (номинальная), м ²	А	Б	В _{1,2}	Г	Д	Е	Ж	З _{1,2}	И _{1,2,3}	К	Н	П	Л ₁	Л ₂	Т		
	Вход греющего пара	Выход вторичного пара	Вход раствора	Выход раствора	Выход конденсата	Технологические			Сдувка	Воздушник	Слив	Для манометра	Для промывки		Люк		
Диаметр условного прохода, мм																	
63	259	500	50	50	50	50	25	50	50	25	40	50	40	40	500		
125	400	600	80	80	65	65	32			32	59			50			
160	500	800	100	100	100	100	40			32	50			50			
200	500	800	100	100	100	100	40			32	50			50			
315	600	1000	100	100	100	100	50			40	80			50		50	
400	600	1000	100	100	125	125	50			60	40			80		50	50
500	800	1000	150	150	125	125	60			65	50			80		80	80

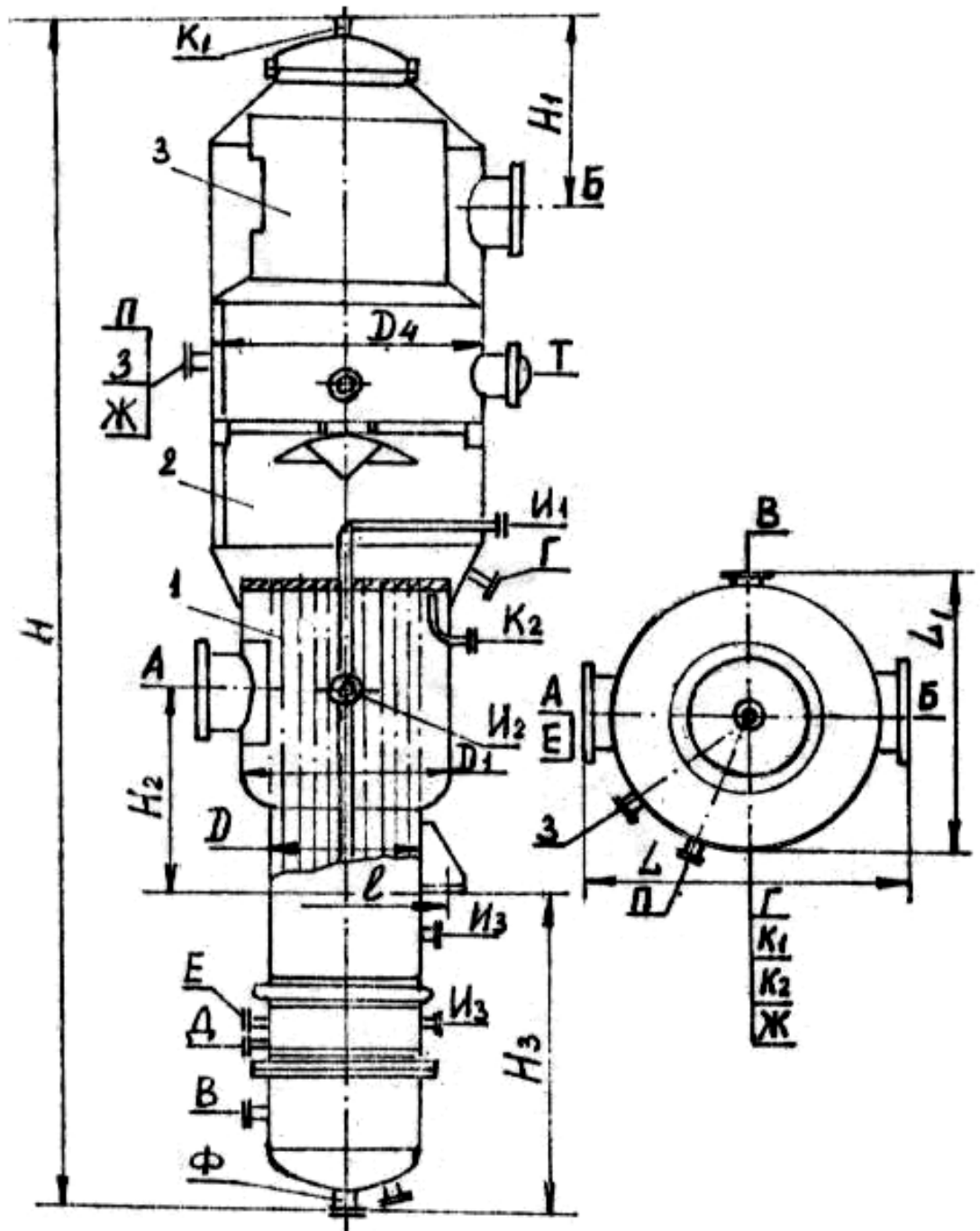


Рис. 6. Выпарные трубчатые пленочные аппараты с восходящей пленкой (тип 3, исполнение 1): 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – брызгоотделитель

Таблица 13

Техническая характеристика пленочных выпарных аппаратов
с восходящей пленкой (тип 3, исполнение 1)

Площадь теплообмена, м ²		Условное давление, МПа		Количество труб	Размеры труб, мм, d _н ×δ×L	Размеры, мм				
номинальная	действительная	в греющей камере	в сепараторе			D	D ₁	D ₄	H	H ₁
63	56	До 1,0	До 0,6	105	38×2×5000	600	1000	1600	10575	1967
100	104			185		800	1200	1800	10900	2047
160	165			309		1000	1400	2000	11100	2107
250	250			468		1200	1600	2200	11900	2322
315	320			600		1400	1800	2400	12100	2422
400	436			816		1600	2000	2600	12300	2487
500	482			414	57×2×7000	1600	2000	2600	13500	2493
630	629			540		1800	2200	2800	14000	2594
800	776			666		2000	2400	3000	14435	2592

Окончание таблицы 13

Размеры, мм					Масса, т
H ₂	H ₃	l	L	L ₁	
1820	3365	1245	1975	1855	5
1700	2400	1705	2195	2050	7
1740	3300	1915	2370	2380	10
2300	2820	2375	2665	2635	13
2400	2865	2585	2775	2710	15
2470	3740	3075	2950	2815	20
2525	4365	3075	2760	2720	23
2800	4510	3285	3135	2900	28
3200	4660	3500	3340	3200	35,8

Таблица 14

Таблица штуцеров пленочных выпарных аппаратов (тип 3, исполнение 1)

Площадь теплообмена (номинальная), м ²	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И _{1,2,3}	К _{1,2}	П	Т	Ф																																		
	Вход греющего пара	Выход вторичного пара	Вход раствора	Выход раствора	Выход конденсата	Технологические		Для промывки	Сдувка	Воздушник	Для манометра	Люк	Слив																																		
Диаметр условного прохода, мм																																															
63	250	300	50	40	20	50	32	50	50	32	50	500	32																																		
100	400	500												65	50	40	50	50	50	50	50	500	50																								
160	500	500																						80	65	50	50	50	50	50	500	80															
250	600	600																															100	100	50	50	50	50	500	80							
315	600	800																																							100	100	80	80	80	500	80
400	800	800																																													
500	800	800						150	125	80	100	100	65	100																																	
630	800	800													150	125	80	100	100	65	100																										
800	1000	1000						200	125	80	125																																				

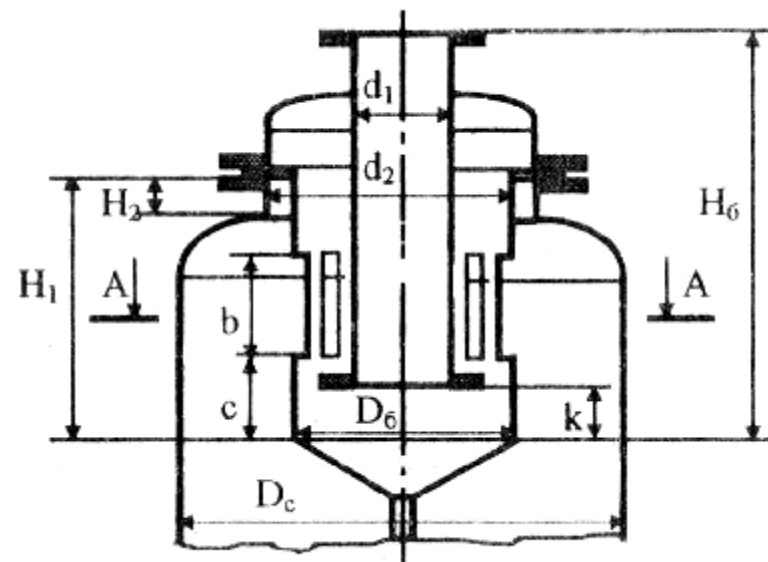
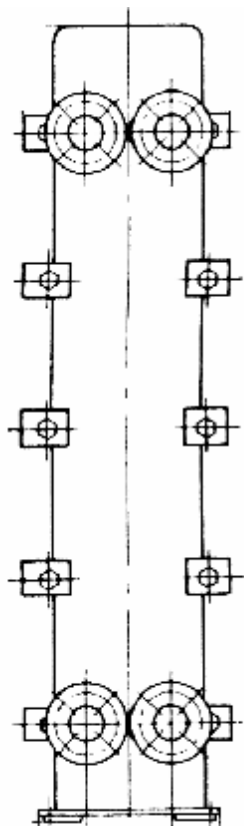
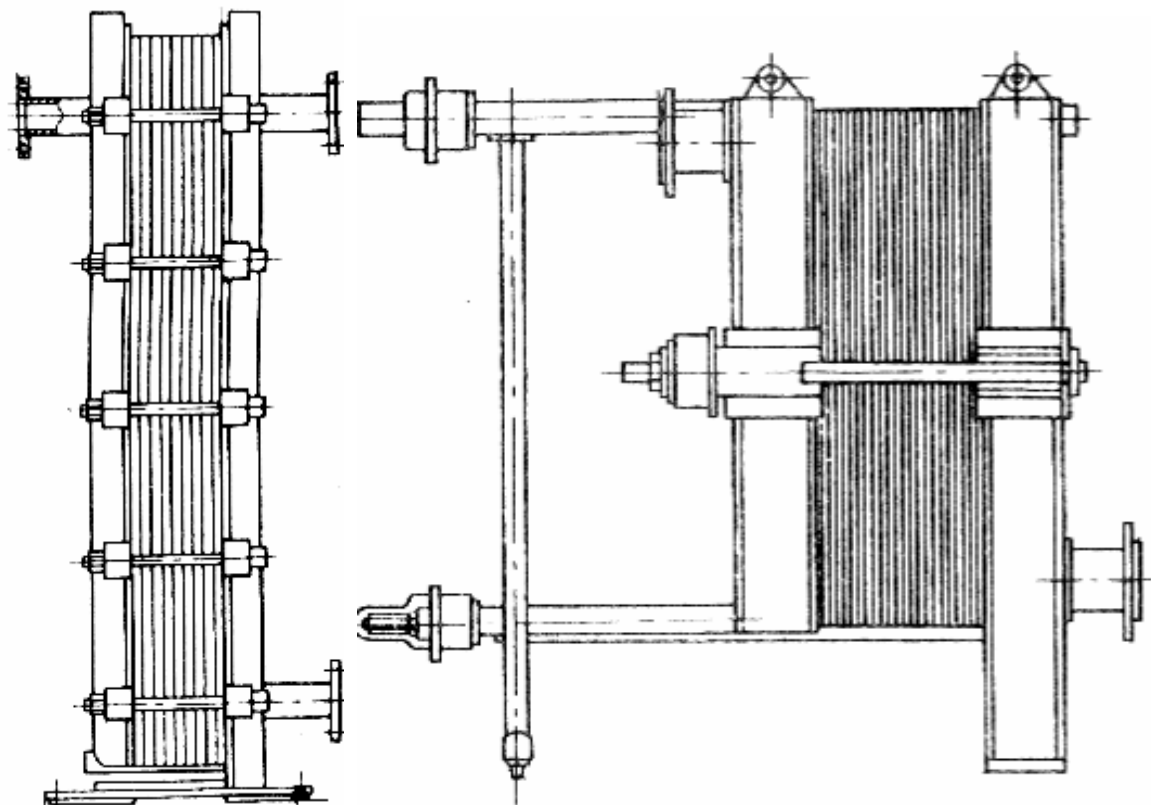


Рис. 7. Конструкция центробежного брызгоотделителя



а



б

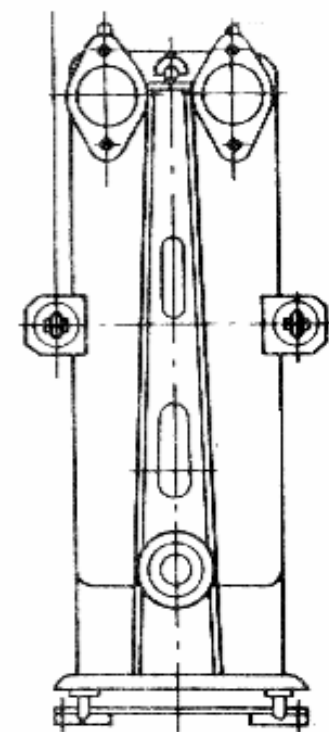


Рис.8.Пластинчатые теплообменники исполнения I (а-на консольной раме), исполнения II (б-двухопорной раме)

Таблица 15

Основные параметры центробежных брызгоотделителей

Диаметр сепаратора D_c , мм	Производительность установки по воде $W \cdot 10^{-3}$ (м ³ /час) при $P_c = 1,012 \cdot 10^3$ Па	Размеры брызгоотделителя, мм										Количество щелей
		D_6	H_6	d_1	d_2	H_1	H_2	C	K	b	l	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
800	0,6÷1,2 1,5÷2,5 2,5÷3,5	350	800	219	400	570		200 130	100	150	30	6 8
1000	2,5÷3,5 4÷4,5	550	1050	325	600	760		320	120	200	50	6
1200	5÷8							170		350		8
1400	4,5÷6 6÷7	700	1300	500	800	930	120	400	120	280	60	6 8
1600	7÷9 10÷14							280		430		10
1800	8÷9 9,5÷11 12÷14								200			6 8
2000	15÷17 18÷20 21÷24	00	1500	600	100	1090		500 400 300		320 400 500	90	10 12
	13÷17 19÷20 22÷24 25÷30 30÷35	1100	1700	800	120	1220		550 450 350	250	400 500 600	90	8 10 12

Таблица 16

Поверхность теплообмена и основные параметры разборных пластинчатых теплообменников

Исполнение аппарата	Площадь поверхности теплообмена F (м ²), число пластин N (шт.) и масса M (кг) при площади поверхности одной пластины f (м ²)											
	f=0,2			f=0,3			f=0,5			f=0,6		
	F	N	M	F	N	M	F	N	M	F	N	M
I	-	-	-	3	12	291	10	20	580	10	20	1003
	-	-	-	4	16	307	12,5	24	605	12,5	24	1031
	-	-	-	5	20	325	16	32	655	16	30	1081
	-	-	-	6,3	24	340	20	40	705	20	36	1126
	-	-	-	8	30	362	25	48	760	25	44	1187
	-	-	-	10	36	388	-	-	-	-	-	-
II	2	12	480	12,5	44	602	31,5	62	1400	31,5	56	1307
	3,2	18	505	16	56	646	40	78	1515	40	70	1407
	4	22	525	20	70	699	50	98	1655	50	86	1519
	5	28	550	25	86	756	63	122	1810	63	108	1677
	6,3	34	570	-	-	-	80	154	2040	80	136	1878
	8	44	625	-	-	-	100	194	2295	100	170	2120
	10	56	765	-	-	-	110	212	2425	110	186	2236
	12,5	64	705	-	-	-	125	242	2662	125	210	2406
	16	82	880	-	-	-	140	270	2805	140	236	2590
	20	102	965	-	-	-	150	290	2945	150	252	2706
	25	126	1050	-	-	-	160	310	3085	160	370	2838
III	-	-	-	-	-	-	200	404	3780	140	236	3450
	-	-	-	-	-	-	250	504	4320	150	252	3559
	-	-	-	-	-	-	300	604	4860	160	270	3700

Учебное пособие

Барулин Евгений Павлович
Исаев Вадим Николаевич
Сокольский Анатолий Иванович

Расчеты
теплоиспользующего оборудования

Учебное пособие

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 8.04.2009. Формат 60×84¹/16.
Бумага писчая. Усл. печ. л. 5,81. Уч. - изд. л. 6,45.
Тираж экз. Заказ

ГОУ ВПО Ивановский государственный
химико-технологический университет

Отпечатано на полиграфическом оборудовании
Кафедры экономики и финансов ГОУ ВПО “ИГХТУ”
153000, г. Иваново, пр. Ф. Энгельса, 7