

Министерство образования и науки Российской Федерации  
ФГБОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

**Факультет «Магистратура»**

Балашов А.А., Жуков Н.П., Кацуба Д.С., Полунина Н.Ю.

**КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ И УСТАНОВОК**

Рекомендовано Методическим советом ТГТУ  
в качестве учебно-методического пособия по выполнению курсовой работы  
для студентов, обучающихся по направлению подготовки  
140100.68 – «Теплоэнергетика и теплотехника»  
(магистерская программа 140100.01 «Технология производства электрической и  
тепловой энергии»), изучающих дисциплину «Конструирование  
энергетического оборудования и установок»

***Рецензенты***

доктор технических наук, профессор кафедры  
«Техническая механика и детали машин» ФГБОУ ВПО «ТГТУ»

***В.Ф. Першин,***

кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой  
«Промышленная теплоэнергетика» ФГБОУ ВПО «ЛГТУ»

***В.Я. Губарев***

Утверждено Методическим советом ТГТУ  
(протокол № 7 от 23.09.2014 г.)

## ВВЕДЕНИЕ

Энергетика является одной из ключевых отраслей экономики, обеспечивающая энерговооруженность, а значит и производительность труда, создавая предпосылки для высокого благосостояния населения страны и укрепления авторитета и влияния государства на международной арене [1].

Сегодня российская энергетика вступила в пору перемен и от того, как проходит ее реформирование и развитие, во многом зависит будущее страны.

Достаточно быстро увеличить выработку энергии (электрической и тепловой) позволяет строительство и реконструкция традиционных крупных ТЭЦ и ТЭС, а также новые технологии с использованием энергоисточников малой и средней мощностей (от 1 до 50 МВт). Практика их внедрения в коммунальную энергетику многих стран выявила ряд достоинств такого подхода: сокращение сроков ввода, небольшие сроки окупаемости, лучшие экономические и экологические характеристики новых установок и др. Другим, не менее важным направлением реформирования отечественной энергетики, является самое широкое внедрение во всех областях производства энергосберегающих технологий и оборудования.

В процессе выполнения курсовой работы по дисциплине «Конструирование энергетического оборудования и установок» студенты формируют следующие компетенции: способность формулировать задания на разработку проектных решений, связанных с модернизацией технологического оборудования, мероприятиями по улучшению эксплуатационных характеристик, повышению экологической безопасности, улучшению условий труда, экономии ресурсов (ПК-10); готовность выбирать серийное и проектировать новое энергетическое, теплотехническое и теплотехнологическое оборудование, системы и сети (ПК-15).

## 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Курсовая работа (КР) ставит своей целью закрепление знаний по дисциплине «Конструирование энергетического оборудования и установок», а также подготовку к выпускной квалификационной работе – магистерской диссертации. При выполнении КР выявляются степень подготовки студента к самостоятельной работе и творческий потенциал будущего магистра.

Целями выполнения КР по дисциплине «Конструирование энергетического оборудования и установок» являются:

- систематизация, закрепление и расширение имеющихся теоретических и практических знаний по дисциплине;
- применение этих знаний при решении конкретных задач;
- приобретение умений составлять и технически грамотно оформлять результаты проделанной работы;
- получение умений выполнять и читать технические документы (схемы, чертежи и т. п.);
- развитие навыков самостоятельной работы и выявление подготовленности студентов для самостоятельной работы в условиях современного производства, прогресса науки и техники.

В основу пособия положены требования СПП ТГТУ 07-97, а также «Рекомендации по выполнению выпускных работ в электронной форме».

## **1.1. Методические указания по выполнению разделов пояснительной записки**

Курсовая работа состоит из инженерно-технических документов, являющихся официальными (т. е. подписанными лицами, отвечающими за них), которые подлежат соответствующей регистрации и хранению в архиве вуза [2]. Подготовленные студентами в процессе выполнения материалы КР оформляются в виде текстовых и графических документов, а также в виде макетов проектируемых объектов (если они предусмотрены в задании на КР).

Текстовый документ – пояснительная записка (ПЗ) – выполняется в печатном виде с использованием персонального компьютера на одной стороне листа (допускается использовать и обе стороны). В текст ПЗ включают иллюстрации (рисунки, графики, диаграммы, схемы алгоритмов, программные документы и др.) и приложения (вспомогательные материалы, поясняющие изложенные в тексте описания).

Графические документы: чертежи, схемы, алгоритмы, технико-экономические показатели (в виде таблиц) – выполняются на листах формата А1 (594×841 мм) в соответствии с требованиями стандартов [3–14].

Рекомендуется следующий структурный состав пояснительной записки:

- титульный лист;
- задание;
- содержание;
- перечень аббревиатур, условных обозначений, символов, единиц и терминов (при необходимости);
- введение;
- основные разделы в соответствии с утверждённым заданием на КР;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

В основную надпись содержания включается следующая информация:

- наименование темы КР;
- буквенно-цифровое обозначение ПЗ;
- порядковый номер листа (первый) и количество листов в ПЗ;
- подписи с проставлением дат: студента, руководителя и нормоконтролёра.

Все последующие листы ПЗ оформляются рамкой и основной надписью с записью буквенно-цифрового обозначения ПЗ и простановкой порядкового номера листа ПЗ.

Во введении отражается состояние рассматриваемого вопроса, обосновывается необходимость его решения и связь с производственными задачами, даётся обзор отечественной и зарубежной литературы по данному вопросу. Во введении также обосновывается актуальность темы работы, формулируются основные задачи.

Разделы ПЗ, отражающие основное содержание работы, составляются по типовому плану, включающему разделы, предусмотренные заданием на КР.

В заключении формулируются основные результаты (как положительные, так и отрицательные), полученные в ходе выполнения работы. Также должны быть даны оценки производственного, научного и социального эффектов, ожидаемых от внедрения данной КР.

Список использованных источников приводится по ГОСТ 7.1-2003.

Приложения включают таблицы цифровых данных, иллюстрации вспомогательного характера, копии графических документов, предусмотренные заданием и т.д.

## 1.2. Классификация теплообменников

Теплообменные аппараты (теплообменники) представляют собой устройства, предназначенные для передачи тепла от одной рабочей среды (теплоносителя) к другой. Теплоносители могут быть газообразными, жидкими и твёрдыми. Теплообменники имеют различные назначения: в них могут протекать процессы нагревания, охлаждения, кипения, конденсации, расплавления, затвердевания, а также сложные термомеханические процессы – выпаривание, ректификация, полимеризация, вулканизация и многие другие.

Теплообменники по способу передачи теплоты подразделяют на поверхностные, где отсутствует непосредственный контакт теплоносителей, а передача тепла происходит через твёрдую стенку, и смесительные, где теплоносители контактируют непосредственно.

Поверхностные теплообменники, в свою очередь, подразделяются на рекуперативные и регенеративные, в зависимости от одновременного или поочерёдного контакта теплоносителей с разделяющей их стенкой [15].

Рекуперативный теплообменник – теплообменник, в котором горячий и холодный теплоносители движутся в разных каналах, в стенке между которыми происходит теплообмен. При неизменных условиях параметры теплоносителей на входе и в любом из сечений каналов, остаются неизменными, независимыми от времени, т.е. процесс теплопередачи имеет стационарный характер. Поэтому рекуперативные теплообменники называют также стационарными.

В зависимости от направления движения теплоносителей рекуперативные теплообменники могут быть: прямоточными при параллельном движении в одном направлении, противоточными при параллельном встречном движении, а также перекрёстноточными при взаимно перпендикулярном движении двух взаимодействующих сред.

Часто под рекуперативным теплообменником ошибочно понимается рекуперативный противоточный теплообменник (в нём вместо уравнивания тем-

пературных потенциалов происходит их обмен, потери могут составлять до 30 %).

Наиболее распространённые в промышленности рекуперативные теплообменники [15]:

- двухтрубные теплообменники типа «труба в трубе»;
- кожухотрубные теплообменники;
- пластинчатые теплообменники;
- пластинчато-ребристые теплообменники;
- ребристые теплообменники;
- спиральные теплообменники.

В регенеративных поверхностных теплообменниках теплоносители (горячий и холодный) контактируют с твёрдой стенкой поочередно. Теплота накапливается в стенке при контакте с горячим теплоносителем и отдаётся при контакте с холодным.

Смесительный теплообменник (или контактный теплообменник) – теплообменник, предназначенный для осуществления тепло- и массообменных процессов путём прямого смешивания сред (в отличие от поверхностных теплообменников). Наиболее распространены пароводяные струйные аппараты – теплообменники струйного типа, использующие в своей основе струйный инжектор [15]. Смесительные теплообменники конструктивно устроены проще, нежели поверхностные, более полно используют тепло. Однако, пригодны они лишь в случаях, когда по технологическим условиям производства допустимо смешение рабочих сред.

Большое применение контактные теплообменники находят в установках утилизации тепла дымовых газов, отработанного пара и т.п. [16].

Конструктивно теплообменники подразделяют на:

- объёмные: одна среда сосредоточена в баке большого объёма, вторая протекает через змеевик;
- скоростные (кожухотрубные): среды движутся с достаточно большой скоростью для увеличения коэффициента теплоотдачи, большое количество



трубок расположены в одном большом кожухе; одна среда движется в межтрубном пространстве, другая – внутри трубочек; обычно в трубках движется более «грязная» среда, так как их легче чистить;

– пластинчатый теплообменник состоит из набора пластин, среды движутся между пластинами. Такой теплообменник прост в изготовлении (штампованные пластины складываются с прокладками между ними), легко модифицируется (добавляются или убираются пластины), имеет хорошую эффективность (большая площадь контакта через пластины);

– пластинчато-ребристый теплообменник, в отличие от пластинчатого теплообменника, состоит из системы разделительных пластин, между которыми находятся ребристые поверхности – насадки, присоединенные к пластинам методом пайки в вакууме. С боков каналы ограничиваются брусками, поддерживающими пластины и образующие закрытые каналы. Таким образом, в основу пластинчато-ребристого теплообменника положена жесткая и прочная цельнопаянная теплообменная матрица, построенная по сотовому принципу и работоспособная (даже в исполнении из алюминиевых сплавов) до давления 100 атм. и выше. В пластинчато-ребристых теплообменниках существует большое количество насадок, что позволяет подбирать геометрию каналов со стороны каждого из потоков, реализовывая оптимальную конструкцию. Основные достоинства данного типа теплообменников – компактность (до  $4000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ) и лёгкость, которая обеспечивается за счет применения при изготовлении теплообменной матрицы пакета из тонколистовых деталей из лёгких алюминиевых сплавов;

– оребренный пластинчатый теплообменник состоит из тонкостенных оребренных панелей, изготовленных методом высокочастотной сварки, соединённые поочередно с поворотом на 90 градусов. За счёт конструкции, а также многообразия используемых материалов достигаются высокие температуры греющих сред, небольшие сопротивления, высокие показатели отношения теплопередающей площади к массе теплообменника, длительный срок службы, низкая стоимость и др. Часто используется для утилизации тепла отходящих газов;

– спиральный теплообменник представляет собой два спиральных канала, навитых из рулонного материала вокруг центральной разделительной перегородки – керна, среды движутся по каналам. Одно из назначений спиральных теплообменников – нагревание и охлаждение высоковязких жидкостей.

При выборе между пластинчатыми и кожухотрубными теплообменниками предпочтительными являются пластинчатые, коэффициент теплопередачи которых более чем в три раза больше, чем у традиционных кожухотрубных. Кроме того, коэффициент полезного действия пластинчатых теплообменников составляет от 90 % до 95 %, а занимаемая площадь в 3 раза меньше, чем для кожухотрубных [17].

В то же время пластинчатые теплообменники, оснащённые средствами автоматики, регулирования и надёжной арматурой, позволяют снизить количество теплоносителя, идущего на нагрев воды, а значит снизить диаметры трубопроводов и запорно-регулирующей арматуры, снизить нагрузки на сетевые насосы и, соответственно, уменьшить потребление электроэнергии.

Но на данный момент стали появляться современные кожухотрубные теплообменники, оснащённые трубками, профилированными таким образом, чтобы рост гидравлического сопротивления ненамного превышал рост теплоотдачи вследствие применения турбулизаторов потока. Это достигается накаткой на внешней поверхности трубы кольцевых или винтообразных канавок, вследствие образования которых на внутренней поверхности трубы образуются плавно очерченные выступы небольшой высоты, интенсифицирующие теплоотдачу в трубах. Данная технология, в дополнение к таким важным показателям, как высокая надёжность (даже при гидравлическом ударе) и меньшая стоимость, даёт отечественному кожухотрубному оборудованию дополнительные преимущества по сравнению с иностранными пластинчатыми аналогами. Но это преимущество исчезает при первой промывке такого теплообменника, т.к. очистка внутренних поверхностей трубок с винтообразными канавками практически невозможна и ведёт к быстрому выходу такого теплообменника из строя.

Серьёзной проблемой является коррозия теплообменников. Для защиты от коррозии применяется газотермическое напыление трубных досок, труб пароперегревателей. Это относится не только к кожухотрубным теплообменникам, изготовленным из углеродистой стали. Пластины пластинчатых теплообменников в подавляющем большинстве изготавливаются из коррозионно-стойкой жаропрочной стали, но несмотря на этот факт также подвержены питтинговой коррозии при использовании неингибированных сред.

### 1.3. Основные этапы проектирования теплообменников

**Этап 1.** Сбор данных о свойствах теплоносителей.

На первом этапе по справочной литературе находят сведения об основных свойствах теплоносителей [18]:

- физические свойства (внешний вид, температура кристаллизации, кипения, вязкость, коэффициент поверхностного натяжения);
- теплофизические свойства (теплоёмкость, удельная теплота парообразования, коэффициент теплопроводности);
- коррозионные свойства (скорость коррозии основных конструкционных материалов в среде теплоносителей при рабочих температурах);
- токсикологические свойства (предельно допустимая концентрация в воздухе рабочей зоны, в воде водоёмов хозяйственного и рыбохозяйственного назначения);
- взрывопожароопасные свойства (температура вспышки, температура самовоспламенения, концентрационные пределы распространения пламени).

Все эти данные необходимы для последующего обоснованного выбора конструктивного исполнения аппарата, выполнения тепловых, гидравлических и механических расчётов, разработки мероприятий по охране труда и промышленной безопасности.

**Этап 2.** Выбор типа аппарата, разработка схемы соединения теплообменника трубопроводами с другим оборудованием.

На основании полученного задания выбирают тип аппарата (испаритель, конденсатор, холодильник или теплообменник) и нормативный документ, в котором приводятся его технические показатели.

Принимают техническое решение о вертикальном или горизонтальном размещении теплообменника, о направлении движения теплоносителей по трубному и межтрубному пространствам. При этом следует соблюдать следующие правила:

– теплоносители, которые только нагреваются или охлаждаются (нет испарения или конденсации), должны двигаться в теплообменнике в турбулентном режиме ( $Re_{тр} > 104$ ,  $Re_{м.т} > 103$ );

– если ни один из теплоносителей не испаряется или не конденсируется, они должны двигаться, как правило, противотоком;

– в трубное пространство, которое поддается механической чистке, следует подавать теплоноситель, дающий отложения на теплообменной поверхности;

– направление движения теплоносителей по возможности должно совпадать с направлением их естественной конвекции;

– при пуске и эксплуатации в теплообменнике не должны образовываться газовые «мешки», застойные зоны;

– при подготовке оборудования к ремонту из теплообменника теплоносители должны полностью удаляться.

Далее разрабатывают принципиальную технологическую схему соединения теплообменника трубопроводами с ёмкостями, насосами, реакторами, массообменными аппаратами с указанием контрольных точек технологического контроля теплообменного процесса.

**Этап 3.** Определение необходимых технологических и конструктивных параметров.

На этом этапе выполняют предварительный тепловой расчёт, в ходе которого:

– определяют температурную схему теплообменного процесса;

– по уравнениям теплового баланса определяют расходы теплоносителей и их температуры на входе и выходе из теплообменника;

– вычисляют средний температурный напор, средние температуры теплоносителей;

– по приближённому значению коэффициента теплопередачи для данного вида теплообмена находят ориентировочный размер площади поверхности теплообмена;

– определяют, при необходимости, число труб в одном ходе для обеспечения турбулентного режима движения теплоносителя.

#### **Этап 4.** Подбор стандартного теплообменного аппарата.

По нормативному документу выбирают стандартный теплообменный аппарат, который соответствует найденным параметрам, и выписывают его конструктивные характеристики. При необходимости используют группу одинаковых теплообменников, соединённых последовательно или параллельно.

#### **Этап 5.** Поверочный расчёт выбранного аппарата.

Выполняют тепловые, гидравлические и механические расчёты. При выполнении тепловых расчётов:

- по справочной литературе определяют теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах;
- рассчитывают коэффициент теплопередачи или удельный тепловой поток;
- определяют избыток фактической площади теплообменной поверхности по отношению к рассчитанному значению.

**Этап 6.** Оформление расчётно-пояснительной записки и аттестация курсовой работы. Правила оформления и аттестации курсовой работы представлены в методических указаниях [1, 2].

## 2. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

Варианты заданий для выполнения курсовой работы приведены в табл. 2.1–2.3. Номер варианта задания студент получает у преподавателя.

### 2.1. Тема «Проектирование рекуперативного теплообменника типа «труба в трубе»

Вариант	1	2	3
Стальная труба $\lambda_c$ , Вт/(м·К)	45	76	36
Диаметр трубы $d_2/d_1$ , мм	35/32	28/25	43/40
Температура греющей воды на входе $t_1'$ , °С	95	80	90
Расход греющей воды $G_1$ , кг/ч	2130	1980	2200
Температура нагреваемой воды на выходе $t_2''$ , °С	45	50	43
Температура нагреваемой воды на входе $t_2'$ , °С	15	20	18
Внутренний диаметр внешней трубы $D$ , мм	48	50	53
Расход нагреваемой воды $G_2$ , кг/ч	3200	2810	3350
Длина одной секции $l$ , м	1,9	2	2,2
Направление движения теплоносителей	противоток	прямоток	противоток

## 2.2. Тема «Проектирование кожухотрубного теплообменника»

Вариант	1	2	3
Вид пара	водяной	водяной	водяной
Охлаждающая жидкость	морская вода	пресная вода	пресная вода
Производительность $D$ , кг/с	1,2	1,8	1,6
Температура перегретого пара $t_{\text{пн}}$ , °С	90	120	110
Давление перегретого пара $p$ , МПа	0,04	0,04	0,05
Начальная температура охлаждающей жидкости $t_{\text{н}}$ , °С	10	5	7

## 2.3. Тема «Проектирование пластинчатого теплообменника»

Вариант	1	2	3
Греющий теплоноситель	вода теп- ловой сети	вода теп- ловой сети	вода теп- ловой сети
Нагреваемый теплоноситель	вода	вода	вода
Для греющего теплоносителя:			
расход $G_1$ , т/ч	30	60	40
температура на входе $t'_1$ , °С	120	115	117
температура на выходе $t''_1$ , °С	73,5	70	68
Для нагреваемого теплоносителя:			
температура на входе $t'_2$ , °С	70	65	72
температура на выходе $t''_2$ , °С	95	80	82
Рабочее давление в аппарате $p$ , МПа	0,6	0,6	0,65
Максимально допустимые гидравлические сопротивления по стороне хода воды $\Delta p_1 = \Delta p_2$ , МПа	0,12	0,12	0,12



## 3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

### ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

#### 3.1 Общие сведения

Теплообменники типа «труба в трубе» состоят из ряда последовательно соединённых звеньев (рис. 3.1) [18]. Каждое звено представляет собой две соосные трубы [19].



Рис. 3.1. Внешний вид теплообменника типа «труба в трубе»

Для удобства чистки и замены внутренние трубы обычно соединяют между собой «калачами» или коленами. Двухтрубные теплообменники, имеющие значительную поверхность нагрева, состоят из ряда секций, параллельно соединённых коллекторами. Если одним из теплоносителей является насыщенный пар, то его, как правило, направляют в межтрубное (кольцевое) пространство (рис. 3.2) [20].

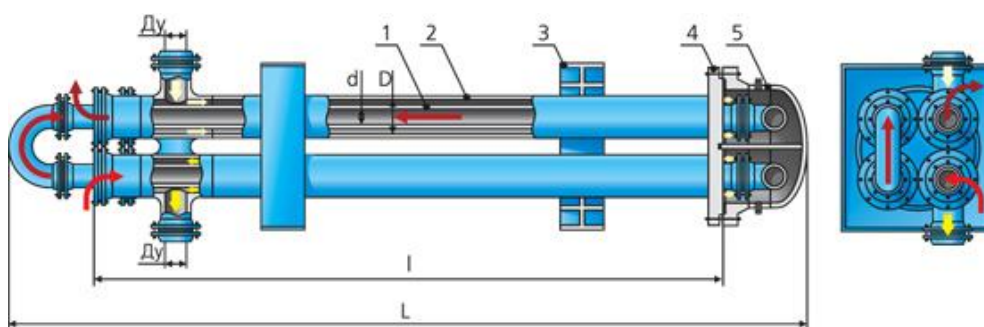


Рис. 3.2. Схема рекуперативного теплообменного аппарата:

- 1 – внутренняя (теплообменная) труба; 2 – наружная (кожуховая) труба; 3 – опора;  
4 – решётка кожуховых труб; 5 – камера

Такие теплообменники часто применяют как жидкостные или газожидкостные. Подбором диаметров внутренней и наружной труб можно обеспечить обеим рабочим средам, участвующим в теплообмене, необходимую скорость для достижения высокой интенсивности теплообмена. Теплообменники «труба в трубе» могут использоваться как для нагревания, так и для охлаждения.

Нагревание обычно производится или горячей водой, или насыщенным водяным паром, который направляется в межтрубное пространство и конденсируется на поверхности внутренней трубы.

Использование водяного пара в качестве греющего агента имеет следующие достоинства:

- высокий коэффициент теплоотдачи;
- большое количество тепла, выделяемое при конденсации пара;
- равномерность обогрева, так как конденсация пара происходит при постоянной температуре;
- лёгкое регулирование обогрева.

При охлаждении в теплообменниках типа «труба в трубе» в качестве хладагента может использоваться речная или артезианская вода, а в случае, когда требуется получить температуру ниже 5–20 °С применяют холодильные рассолы (водные растворы  $\text{CaCl}_2$ ,  $\text{NaCl}$ , и др.).

Преимущества двухтрубного теплообменника: высокий коэффициент теплоотдачи, пригодность для нагрева или охлаждения сред при высоком давлении, простота изготовления, монтажа и обслуживания.

Недостатки двухтрубного теплообменника: высокая стоимость вследствие большого расхода металла на наружные трубы, не участвующие в теплообмене; громоздкость; сложность очистки кольцевого пространства.

Данный тип аппаратов предназначен для теплообмена между технологическими средами с температурой от минус 60 °С до плюс 550 °С в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей, газовой и других отраслях промышленности, кроме атомной. Аппараты могут эксплуатироваться в районах с сейсмичностью до 6 баллов включительно.

Сегодня популярность теплообменников типа «труба в трубе» снижается, из-за низкой эффективности аппаратов и быстрого загрязнения рабочих поверхностей.

### 3.2 Конструктивный расчёт рекуперативного теплообменника типа «труба в трубе»

Расчёт ведётся согласно [21]. Составляется уравнение теплового баланса.

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{пот}}, \quad (3.1)$$

где  $Q_1$  – подведённая теплота, кВт;

$Q_2$  – теплота, затраченная на нагрев, кВт;

$Q_{\text{пот}}$  – теплота, потерянная на нагрев стенок труб и в окружающую среду, кВт.

Количество передаваемой теплоты

$$Q_2 = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'), \quad (3.2)$$

где  $G_2$  – расход нагреваемого теплоносителя, кг/с;

$c_{p2}$  – изобарная теплоёмкость нагреваемого теплоносителя, кДж/(кг·К);

$t_2'$  – начальная температура нагреваемого теплоносителя, °С;

$t_2''$  – конечная температура нагреваемого теплоносителя, °С.

Температура греющей воды на выходе

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_2}{G_1 c_{p1}}, \quad (3.3)$$

где  $t_1'$  – начальная температура греющего теплоносителя, °С;

$t_1''$  – конечная температура греющего теплоносителя, °С.

Находятся среднеарифметические значения температуры теплоносителей

$$t_1 = 0,5(t_1' + t_1''); \quad (3.4)$$

$$t_2 = 0,5(t_2' + t_2''). \quad (3.5)$$

Находятся значения физических свойств воды при этих температурах: плотности  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>; кинематические коэффициенты вязкости  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с; коэффициенты теплопроводности  $\lambda$ , Вт/(м·°С); числа Прандтля  $Pr$  [21].

Определяется характер течения греющего и нагреваемого теплоносителей в каналах теплообменника.

Скорости движения теплоносителей

$$\omega_1 = \frac{4G_1}{\rho_1 \pi d_1^2 3600}, \quad (3.6)$$

$$\omega_2 = \frac{4G_2}{\rho_2 \pi (D^2 - d_2^2) 3600}, \quad (3.7)$$

где  $\omega_1$  – скорость движения греющей воды, м/с;

$G_1$  – расход греющего теплоносителя, кг/с;

$d_1$  – диаметр внутренней трубы, м;

$\omega_2$  – скорость движения нагреваемой воды, м/с;

$D$  – диаметр наружной трубы, м;

$d_2$  – внутренний диаметр наружной трубы, м.

Числа Рейнольдса для потоков греющей и нагреваемой воды

$$Re_1 = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_1}, \quad (3.8)$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 d_3}{\nu_2}, \quad (3.9)$$

где  $d_3$  – эквивалентный диаметр для кольцевого канала,  $d_3 = D - d_2$ .

Выбирается вид критериального уравнения для потоков теплоносителей.

Если режим греющей воды турбулентный, то расчёт числа Нуссельта ведётся по формуле

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_{cl}} \right)^{0,25}. \quad (3.10)$$

При ламинарном течении жидкости встречаются два режима неизотермного движения: вязкостный и вязкостно-гравитационный. Законы для этих режимов различны.

Вязкостный режим соответствует течению вязких жидкостей при отсутствии естественной конвекции. При этом режиме передача теплоты к стенкам канала осуществляется только теплопроводностью.

Вязкостно-гравитационный режим имеет место тогда, когда вынужденное течение жидкости сопровождается и естественной конвекцией. При этом режиме теплота будет передаваться не только теплопроводностью, но и конвекцией.

При вязкостном режиме средний коэффициент теплоотдачи в прямых гладких трубах определяют по формуле

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,15 Re_{ж,d}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (3.11)$$

Для вязкостно-гравитационного режима средний коэффициент теплоотдачи в прямых гладких трубах определяют по формуле

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,15 Re_{ж,d}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} Gr_{ж,d}^{0,1} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (3.12)$$

Для воздуха эта формула упрощается и принимает вид

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,13 Re_{ж,d}^{0,33} Gr_{ж}^{0,1}. \quad (3.13)$$

Если режим течения нагреваемой воды турбулентный, то расчёт числа Нуссельта ведётся по формуле для теплоотдачи при турбулентном течении в каналах кольцевого сечения

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,017 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{cl}} \right)^{0,25} \left( \frac{D}{d_2} \right)^{0,18}. \quad (3.14)$$

Оценивается значение коэффициентов теплоотдачи для теплоносителей.

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_1}. \quad (3.15)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_3}. \quad (3.16)$$

Определяется коэффициент теплопередачи для теплообменника, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.17)$$

где  $\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К);

$\delta_c$  – толщина стенки, м.

Определяется средняя логарифмическая разность температур, К,

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}}. \quad (3.18)$$

Находится плотность теплового потока в теплообменнике, Вт/м<sup>2</sup>,

$$q = k \cdot \Delta t_{cp}. \quad (3.19)$$

Рассчитывается площадь поверхности нагрева теплообменника, м<sup>2</sup>,

$$F = \frac{Q}{q}. \quad (3.20)$$

По специализированным каталогам выбирается стандартный теплообменный аппарат, соответствующий найденным параметрам, и выписывают его конструктивные характеристики. При необходимости используется группа одинаковых теплообменников, соединённых последовательно или параллельно.

Число секций

$$n = \frac{F}{\pi d_1 l}, \quad (3.21)$$

где  $l$  – длина одной секции теплообменника, м.

## 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

### 4.1. Общие сведения

Для создания и поддержания температурного режима в химических, массообменных и других процессах химической технологии и защиты окружающей среды необходимо осуществлять подвод или отвод тепловой энергии от рабочей среды [19].

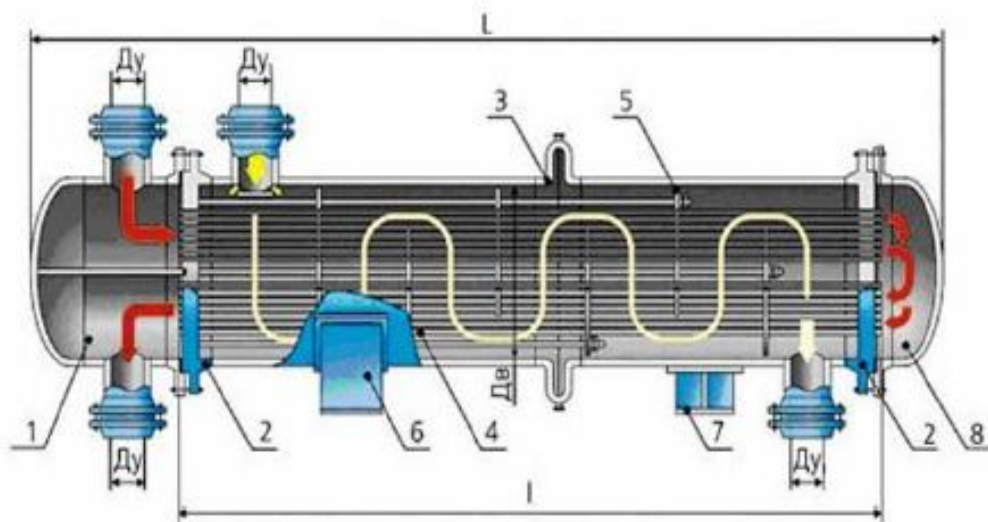
В промышленности для проведения таких процессов широко применяют кожухотрубные теплообменные аппараты, которые просты по конструкции, надёжны в эксплуатации и могут иметь площадь поверхности теплообмена до  $1000 \text{ м}^2$ .

В кожухотрубных теплообменных аппаратах поверхность теплообмена создается трубками, которые закреплены в трубных досках и размещены в кожухе (рис. 4.1).



**Рис. 4.1. Внешний вид горизонтального кожухотрубного теплообменника**

Один теплоноситель движется внутри трубок, а второй омывает их с внешней стороны (рис. 4.2).



**Рис. 4.2. Поперечный разрез двухходового теплообменника:**

- 1 – крышка с перегородкой; 2 – трубная доска с фланцем; 3 – компенсатор линзовый,  
 4 – трубы теплообменные; 5 – поперечные перегородки в межтрубном пространстве;  
 6, 7 – опоры; 8 – крышка правая

В зависимости от назначения стандарты [22–25] предусматривают четыре вида кожухотрубных аппаратов, используемых с различными параметрами теплоносителей.

Вид аппарата обозначают первой буквой: И – испарители, К – конденсаторы, Х – холодильники, Т – теплообменники.

Конструктивное исполнение аппарата, обеспечивающее компенсацию температурных деформаций его элементов, указано второй буквой условного обозначения: ТН – теплообменник с неподвижными трубными решётками; ХК – холодильник с температурным компенсатором на кожухе; ТП – теплообменник с плавающей головкой; ИУ – испаритель с U-образными трубками.

Третья буква в условном обозначении показывает исполнение: Г – горизонтальное; В – вертикальное.

Например, теплообменник с неподвижными трубными решётками горизонтальный по ГОСТ 15122–79:

$$\frac{325\text{ТНГ-I-1,6-Б9}}{20\text{Г6-4}}$$



Обозначения в числителе: 325 – диаметр кожуха, мм (диапазон от 159 мм до 1200 мм); ТНГ – теплообменник с неподвижными трубными решётками, горизонтальный; I – исполнение с неразъёмными распределительными камерами (исполнение II – с распределительными камерами, имеющими съёмные крышки); 1,6 – условное давление, МПа (ряд: 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0); Б9 – материал кожуха и трубок по ГОСТ 15122–79.

Обозначения в знаменателе: 20 – наружный диаметр теплообменных труб в мм (ряд: 16, 20, 25, 38, 57); Г – гладкие трубки (Н – трубы с накаткой); 6 – длина труб, м (ряд: 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 9); 4 – число ходов по трубному пространству (ряд: 1; 2; 4; 6).

Теплообменник с плавающей головкой 600 ТП-1,6-М1/20-6-2-У-И по ТУ 3612-023-00220302-01.

Здесь 600 – диаметр кожуха, мм; ТП – теплообменник с плавающей головкой; 1,6 – давление в кожухе, МПа; М1 – материал исполнения; 20 – диаметр теплообменных труб, мм; 6 – длина труб, м; 2 – двухходовой; У – климатическое исполнение; И – с деталями для крепления изоляции.

Основные параметры теплообменных аппаратов общего назначения.

Диаметр кожуха, мм:

наружный (из труб)  $D_{\text{н}} = 159; 273; 325; 426;$

внутренний (вальцованный)  $D_{\text{вн}} = 400; 600; 800; 1000; 1200.$

Длина теплообменной части труб, м:  $l_{\text{т}} = 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 9.$

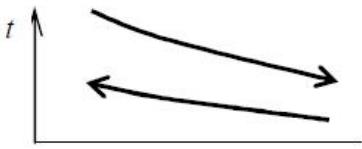
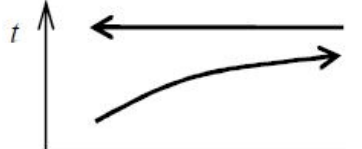


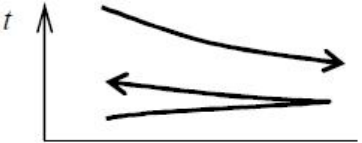
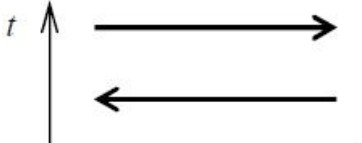
## **4.2. Тепловой расчёт кожухотрубного теплообменника**

### **4.2.1. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках**

В теплообменных аппаратах движение тел осуществляется по трём основным схемам. Если направление движения горячего и холодного теплоносителей совпадают, то такое движение называют прямотоком. Если направление движения горячего теплоносителя противоположно движению холодного теплоносителя, то такое движение называют противотоком. Если же горячий теп-

лоноситель движется перпендикулярно движению холодного теплоносителя, то такое движение называется перекрёстным потоком. Кроме этих основных схем движения, в теплообменных аппаратах применяют более сложные схемы движения, включающие все три основные схемы (табл. 4.1).

#### 4.1. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах

<b>Тип А.</b> Температурные схемы без фазового превращения обоих теплоносителей	<b>Тип Б.</b> Температурные схемы с фазовым превращением одного или обоих теплоносителей
<b>А1.</b> Противоточное движение теплоносителей 	<b>Б1.</b> Нагрев холодного потока конденсирующимся паром 
<b>А2.</b> Прямоточное движение теплоносителей 	<b>Б2.</b> Испарение жидкости охлаждающимся теплоносителем 
<b>А3.</b> Смешанное движение одного или обоих теплоносителей 	<b>Б3.</b> Испарение жидкости конденсирующимся паром 

Средний температурный напор вычисляют по уравнениям

$$\Delta t_{\text{cp}}^* = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_a^* - \Delta t_b^*}{\ln \left( \frac{\Delta t_a^*}{\Delta t_b^*} \right)} = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_b^* - \Delta t_a^*}{\ln \left( \frac{\Delta t_b^*}{\Delta t_a^*} \right)} \text{ при } \Delta t_a^* \neq \Delta t_b^*; \quad (4.1)$$

$$\Delta t_{\text{cp}}^* = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_a^* + \Delta t_b^*}{2} \text{ при } 0,5 < \frac{\Delta t_a^*}{\Delta t_b^*} < 2,$$

где  $\Delta t_a^* = (t_{ar} - t_{ax})$ ,  $\Delta t_b^* = (t_{br} - t_{bx})$  – температурные напоры на стороне «а» и на стороне «б» теплообменника;  $\varepsilon_{\Delta t}$  – коэффициент учёта уменьшения температурного напора в многоходовых теплообменниках для схем типа АЗ (табл. 4.1).

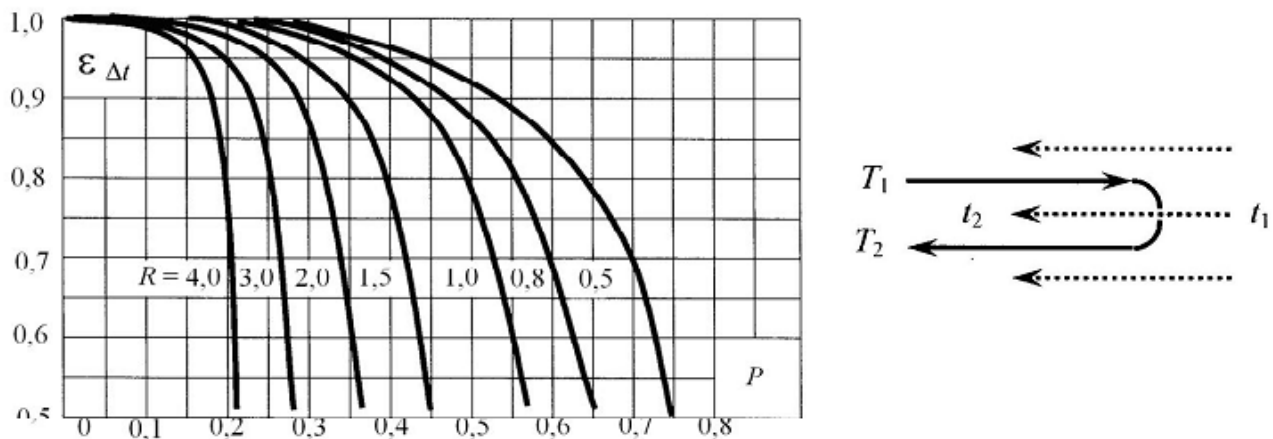
Поправочный коэффициент  $\varepsilon_{\Delta t}$  для многоходовых теплообменников находят, как правило, по номограммам [26, с. 560].

Вначале вычисляют безразмерные параметры:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{и} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}, \quad (4.2)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – начальная и конечная температура теплоносителя в межтрубном пространстве, °С;  $T_1$  и  $T_2$  – начальная и конечная температура другого теплоносителя в трубном пространстве, °С.

Затем по номограмме (рис. 4.3) определяют значение  $\varepsilon_{\Delta t}$ .



**Рис. 4.3. Уменьшение среднего температурного напора в многоходовых по трубному пространству теплообменниках**

Среднее значение температуры «горячего» (г) и «холодного» (х) теплоносителей вычисляют по соотношениям:

$$t_{cp} = 0,5(t_a + t_b), \quad (4.3)$$

$$t_{cp(г)} - t_{cp(х)} = \Delta t_{cp}^*. \quad (4.4)$$

По формуле (4.3) находят значение средней температуры теплоносителя, у которого абсолютная разница значений температуры на входе и выходе из теплообменника  $|t_a - t_b|$  имеет меньшее значение. По формуле (4.4) после необ-

ходимого преобразования вычисляют среднее значение температуры второго теплоносителя.

#### 4.2.2. Общее уравнение теплового баланса

Общее уравнение теплового баланса, кВт, в интегральной форме имеет вид

$$\sum N_{\text{п}} - \sum N_{\text{р}} = \frac{\sum M_i \cdot c_i \cdot \Delta t_i \pm \Delta M \cdot r \cdot x \pm \delta M \cdot \Delta H}{\Delta \tau}, \quad (4.5)$$

где  $N$  – непрерывные тепловые потоки, кВт;  $M_i$  – масса аппарата, реакционной массы, теплоносителя, кг;  $c_i$  – теплоемкость  $i$ -ой части системы, кДж/(кг·К);  $\Delta t_i = (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})i$  – разница между конечным и начальным значениям температуры  $i$ -й части системы, °С;  $\Delta M$  – масса вещества, которое испарилось (знак «+») или сконденсировалось (знак «-»), кг;  $r$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг;  $x$  – степень сухости пара;  $\delta M$  – масса вещества, с которой произошли физико-химические процессы, кг;  $\Delta H$  – удельный тепловой эффект физико-химических процессов (теплота гидратации, кристаллизации и др.), кДж/кг;  $\Delta \tau$  – длительность основной части периодического процесса, с.

В непрерывных стационарных процессах правая часть уравнения (4.5) равна нулю.

Отдельные слагаемые левой части уравнения (4.5) вычисляют по уравнениям (4.6) – (4.9), кВт:

– нагревание или охлаждение теплоносителя

$$N_1 = G_1 \cdot c_1 \cdot |t_{\text{а}} - t_{\text{б}}|; \quad (4.6)$$

– испарение или конденсация теплоносителя

$$N_2 = G_2 \cdot r_2 \cdot x_2; \quad (4.7)$$

– физико-химические превращения

$$N_3 = \delta G_3 \cdot \Delta H_3; \quad (4.8)$$

– тепловые потери или потери холода

$$N_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} \cdot F_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{п}}^* \quad (4.9)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $\alpha_{\text{п}}$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности аппаратов в окружающий воздух, Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_{\text{п}} = 9,74 + 0,07 \Delta t_{\text{п}}^*$ ;  $\Delta t_{\text{п}}^*$  – разница между температурой внешней поверхности теплоизоляции и окружающей среды, °С;  $F_{\text{п}}$  – площадь внешней поверхности аппарата, м<sup>2</sup>.

### 4.3 Конструктивный расчёт кожухотрубного теплообменника

Необходимую площадь поверхности, м<sup>2</sup>, теплообменника вычисляют по основному уравнению теплообмена:

$$F = \frac{1000 \cdot N}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}^*} \quad \text{или} \quad F = \frac{1000 \cdot N}{q} \quad (4.10)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $q$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>.

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по уравнению аддитивности термических сопротивлений

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{\text{г}}} + r_{\text{г}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{х}} + \frac{1}{\alpha_{\text{х}}} \quad (4.11)$$

В уравнении (4.11) коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), в первом приближении оценивают по соотношению

$$\alpha \approx \frac{\lambda}{\delta_t} \quad (4.12)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К);  $\delta_t$  – условная толщина теплового пограничного слоя, м.

При конденсации паров значение  $\lambda$  берут для образующегося конденсата, жидкости.

Условная толщина теплового пограничного слоя  $\delta_t$  зависит от вида теплоотдачи, режима движения и других факторов (табл. 4.2).

## 4.2. Условная толщина теплового пограничного слоя

Вид теплоотдачи	Условия процесса	$\delta_i \cdot 10^3, \text{ м}$
Нагрев, охлаждение	Движение потока внутри труб	$\sim 0,3$
	Поперечное обтекание труб снаружи	$\sim 0,2$
Конденсация паров	При отсутствии инертных газов	$\sim 0,05$
	В присутствии инертных газов	$\sim 0,2$
Кипение жидкостей	Докритический режим	$\sim 0,3$

Значения термических сопротивлений слоев загрязнений на стенке  $r_i$  и самой стенки  $r_{ст} = \delta_{ст} / \lambda_{ст}$  в первом приближении приведены в табл. 4.3.

## 4.3. Примерные значения термических сопротивлений

Объект	Теплоноситель или материал стенки	$r \cdot 10^3, (\text{ м}^2 \cdot \text{ К}) / \text{ Вт}$
Слой загрязнения	Оборотная вода	$\sim 0,50$
	Рассол, органические жидкости, водяной пар	$\sim 0,17$
	Пары органических веществ, хладонов, дистиллированная вода	$\sim 0,08$
	Вода загрязненная, нефтепродукты сырые	$\sim 0,70$
	Воздух	$\sim 0,35$
Теплопередающая стенка	Нержавеющая сталь	$\sim 0,14$
	Углеродистая сталь	$\sim 0,06$
	Латунь	$\sim 0,02$

Для обеспечения интенсивного теплообмена и уменьшения скорости образования отложений режим движения жидких или газообразных теплоносителей должен быть турбулентным, т.е. должны выполняться условия:

– при продольном течении в трубках

$$\text{Re}_{\text{тр}} = \frac{W_{\text{тр}} \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_{\text{тр}}}{\mu_{\text{тр}}} \geq 10000; \quad (4.13)$$

– при поперечном обтекании труб

$$\text{Re}_{\text{мт}} = \frac{W_{\text{м}} \cdot d_{\text{нар}} \cdot \rho_{\text{м}}}{\mu_{\text{м}}} \geq 1000. \quad (4.14)$$

Эти условия определяют необходимую площадь проходного сечения трубного  $S_{\text{тр}}$  и межтрубного  $S_{\text{мт}}$  пространств теплообменника,  $\text{ м}^2$ :

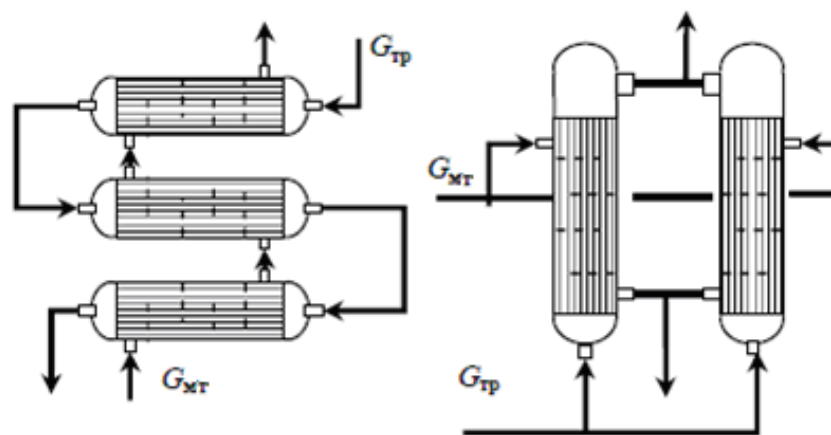
$$S_{\text{тр}} \leq \frac{G_{\text{тр}}}{\rho_{\text{тр}} \cdot W_{\text{тр}}} = \frac{G_{\text{тр}}}{\mu_{\text{тр}}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{10^4}; \quad (4.15)$$

$$S_{\text{мт}} \leq \frac{G_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} \cdot W_{\text{м}}} = \frac{G_{\text{м}}}{\mu_{\text{м}}} \cdot \frac{d_{\text{нар}}}{10^4}, \quad (4.16)$$

где  $d_{\text{вн}}$  и  $d_{\text{нар}}$  – внутренний и наружный диаметры теплообменных труб, м;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па·с;  $W$  – скорость теплоносителя, м/с.

Необходимые площади проходных сечений в случае температурных схем типа А1 – А3 (табл. 4.1) вычисляют для обоих теплоносителей, в случае температурных схем типа Б1 и Б2 – одного теплоносителя, который нагревается или охлаждается. При реализации температурной схемы типа Б3 такие расчёты не выполняют.

На основе полученных данных выбирают стандартный аппарат или группу аппаратов, соединенных потоками теплоносителей последовательно или параллельно (рис. 4.4).



**Рис. 4.4. Примеры схем последовательной и параллельной работы кожухотрубных теплообменных аппаратов**

#### 4.4. Поверочный расчёт кожухотрубного теплообменника

На данном этапе вначале вычисляют точные значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_t$ , с учётом конкретных гидродинамических условий процесса передачи теплоты и теплофизических свойств теплоносителей. Необходимые расчётные уравнения выбирают из перечня, который приведен в [26, с. 157].

Затем рассчитывают значения коэффициента теплопередачи  $k_t$ , удельного теплового потока  $q_t$ , необходимую площадь поверхности теплообмена  $F_{\text{расч}}$ . Методика выполнения таких расчётов и многочисленные примеры приведены в литературе [26–30].

Основные уравнения, применяемые для расчёта коэффициентов теплоотдачи, в которых используются критерии подобия Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля имеют следующий вид:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}; \quad \text{Re} = \frac{W \cdot d \cdot \rho}{\mu}; \quad \text{Pr} = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}. \quad (4.17)$$

*Нагревание или охлаждение в прямых трубах:*

– при развитом турбулентном течении ( $\text{Re} > 10000$ )

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (4.18)$$

– при ламинарном режиме движения ( $\text{Re} < 2300$ )

$$\text{Nu} = 1,55 \cdot \varepsilon_l \cdot \left( \text{Re} \cdot \frac{d}{l} \right)^{1/3} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}, \quad (4.19)$$

где  $\varepsilon_l$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние входного участка,  $\varepsilon_l \approx 1$ ;  $d$  – внутренний диаметр труб, м;  $l$  – длина труб, м.

*Теплоотдача при наружном обтекании труб:*

– при  $\text{Re} > 1000$  для шахматных пучков

$$\text{Nu} = 0,4 \cdot \varepsilon_{\phi} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (4.20)$$



– при  $Re < 1000$  для коридорных и шахматных пучков

$$Nu = 0,56 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (4.21)$$

где  $\varepsilon_\varphi$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние угла между осью пучка труб и направлением потока теплоносителя; для кожухотрубных теплообменников с поперечными перегородками рекомендуют принимать  $\varepsilon_\varphi \approx 0,6$ .

*Теплоотдача при конденсации паров:*

– вертикальный пучок из трубок диаметром  $d$  и высотой  $H$

$$\alpha_\Gamma = 3,78 \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\rho^2 \cdot n \cdot d}{\mu \cdot G} \right)^{1/3} = 1,21 \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot H} \right)^{1/3} \cdot q^{-1/3}; \quad (4.22)$$

– горизонтальный пучок с трубками по вертикали длиной  $l$

$$\alpha_\Gamma = 2,02 \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\rho^2 \cdot n \cdot l}{\mu \cdot G_\Gamma} \right)^{1/3} = 0,645 \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot d} \right)^{1/3} \cdot q^{-1/3}, \quad (4.23)$$

где  $\varepsilon_t$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние температуры стенки;  $\rho$  – плотность конденсата,  $кг/м^3$ ;  $n$  – общее число теплообменных труб;  $d$  – наружный диаметр труб, м;  $l$  – длина труб, м;  $r$  – удельная теплота парообразования,  $Дж/кг$ ;  $\varepsilon_n$  – коэффициент учёта влияния числа рядов труб по вертикали  $n_B$ .

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{ст}}{\lambda} \right)^3 \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right]^{1/8}; \quad \varepsilon_n \approx 1 - 0,11 \cdot \sqrt{n_B - 1}. \quad (4.24)$$

*Теплоотдача при пузырьковом режиме кипения жидкости:*

$$\alpha_x = b \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \cdot q^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{кип}}} = Z_x \cdot q^{2/3} \approx Z_x \cdot q^{0,67}, \quad (4.25)$$

$$b = 0,075 + 0,75 \cdot \left( \frac{\rho_{пар}}{\rho_{ж} - \rho_{пар}} \right)^{2/3},$$

где  $\sigma$  – поверхностное натяжение,  $Н/м$ ;  $T_{кип}$  – температура кипения жидкости,  $К$ .

Основные рекомендации.

1. Для теплоносителя, который только нагревается или охлаждается, коэффициент теплоотдачи вычисляют по критериальному уравнению вида  $Nu = f(Re, Pr, Gr, Pe)$ .

Вначале находят фактическую среднюю скорость теплоносителя  $W_{\phi} = G/(\rho S)$  и значение критерия Рейнольдса (4.13), (4.14).

Затем из перечня возможных уравнений [26, с. 151] выбирают одно, которое соответствует по значению числу Рейнольдса. Вычисляют значение критерия Нуссельта, а затем находят значение соответствующего коэффициента конвективной теплоотдачи по уравнению

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \quad (4.26)$$

В критериальные уравнения конвективной теплоотдачи (4.18–4.21) входит множитель  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ , который учитывает направление теплового потока. Значение критерия Прандтля вычисляют по теплофизическим свойствам теплоносителя при его средней температуре, а значение  $Pr_{ст}$  – при температуре стенки. Для газов значение  $Pr$  практически не зависит от температуры, поэтому принимают  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$ . Для нагреваемых жидкостей в первом приближении также принимают  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$ , а для охлаждающихся –  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 0,93$  с последующим уточнением.

2. Для условно «горячего» теплоносителя, который в теплообменнике конденсируется, коэффициент теплоотдачи вычисляют, как правило, по уравнениям вида

$$\alpha_r = Z_r \cdot q^{\frac{1}{3}} \approx \frac{Z_r}{q^{0,33}}, \quad (4.27)$$

где  $Z_r$  – комплекс из теплофизических свойств образующегося конденсата и других показателей.

3. Для условно «холодного» теплоносителя, который в испарителе или теплообменнике испаряется, кипит, коэффициент теплоотдачи вычисляют, как правило, по уравнениям вида

$$\alpha_x = Z_x \cdot q^{\frac{2}{3}} \approx \frac{Z_x}{q^{0,67}}, \quad (4.28)$$

где  $Z_x$  – комплекс из свойств кипящей жидкости и конструктивных данных теплообменника.

Совместное рассмотрение выражений (4.11), (4.26)–(4.28) даёт, в зависимости от вида температурной схемы, уравнения:

$$\text{– для схемы Б1 (табл. 4.1) } \frac{q^{1,33}}{Z_r} + R \cdot q + \frac{q}{\alpha_x} - \Delta t_{cp}^* = 0; \quad (4.29)$$

$$\text{– для схемы Б2 (табл. 4.1) } \frac{q}{\alpha_r} + R \cdot q + \frac{q^{0,33}}{Z_x} - \Delta t_{cp}^* = 0; \quad (4.30)$$

$$\text{– для схемы Б3 (табл. 4.1) } \frac{q^{1,33}}{Z_r} + R \cdot q + \frac{q^{0,33}}{Z_x} - \Delta t_{cp}^* = 0, \quad (4.31)$$

где  $R$  – общее термическое сопротивление стенки с учётом загрязнений;

$$R = r_r + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_x.$$

Неизвестный удельный тепловой поток  $q$  по уравнениям (4.29)–(4.31) вычисляют методом последовательного приближения или в программе Microsoft Office Excel по процедуре «Подбор параметра». Эта процедура находит такое значение удельного теплового потока  $q$ , которое является решением заданного уравнения.

#### 4.5 Гидравлический расчёт кожухотрубного теплообменника

Задачей гидравлического расчёта является расчёт фактических скоростей движения теплоносителей в теплообменнике и его гидравлического сопротивления.

Увеличение скорости движения теплоносителей в трубопроводах позволяет уменьшить диаметр труб, но это вызывает увеличение гидравлического сопротивления и расхода механической энергии на транспортировку.

Ориентировочные значения скоростей находят на основании опыта эксплуатации трубопроводов и технико-экономических расчётов (табл. 4.4).

#### 4.4. Ориентировочные значения скоростей в трубопроводах

Наименование потоков	$W$ , м/с
Жидкости при движении самотеком	0,1...0,5
Жидкости во всасывающих трубопроводах насосов	0,5...1,5
Газы при естественной тяге	1...3
Жидкости в нагнетательных трубопроводах насосов	2...4
Газы в газоходах вентиляторов	4...15
Газы в нагнетательных трубопроводах компрессоров	10...25
Пары, насыщенные при абсолютном давлении 100...250 кПа	20...40
Пары, насыщенные при абсолютном давлении 20...50 кПа	40...60
Пары, насыщенные при абсолютном давлении 5...20 кПа	60...75
Перегретые пары	30...50

Среднюю линейную скорость потоков в штуцерах, в трубном и в межтрубном пространствах, м/с, вычисляют по уравнению объёмного расхода:

$$W = \frac{G}{\rho \cdot S}, \quad (4.32)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $S$  – площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>.

Площадь проходного сечения штуцера с внутренним диаметром  $d$  представляет собой площадь круга, м<sup>2</sup>,

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (4.33)$$

Плотность паров, газов, кг/м<sup>3</sup>, при умеренных давлениях вычисляют по уравнению состояния идеальных газов

$$\rho = \frac{\mu}{R_{\mu}} \frac{P}{T} = \frac{\mu}{22,4} \cdot \frac{P}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T}, \quad (4.34)$$

где  $\mu$  – молярная масса вещества, кг/кмоль;  $R_{\mu}$  – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль·К) ( $R_{\mu} = 8,314$ );  $P$  – абсолютное давление, кПа;  $P_0$  – нормальное давление, кПа ( $P_0 = 101,3$  кПа);  $T$  – абсолютная температура, К;  $T_0$  – нормальная температура, К ( $T_0 = 273$  К); 22,4 – объём 1 кмоль идеального

газа в нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кмоль. Молярную массу парогазовой смеси, кг/кмоль, вычисляют по уравнению Дальтона:

$$\mu_{\text{см}} = \sum \mu_i \cdot y_i, \quad \sum y_i \equiv 1, \quad (4.35)$$

где  $\mu_i$  – молярная масса  $i$ -го вещества, кг/кмоль;  $y_i$  – объёмная (молярная) доля компонента в парогазовой смеси.

Для теплоносителей, которые нагреваются или охлаждаются, вычисляют гидравлическое сопротивление.

Гидравлическое сопротивление трубного пространства, Па, рассчитывают по уравнению

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left[ \lambda \frac{n \cdot l_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} + \sum \zeta_{\text{тр}} \right] \cdot \frac{\rho \cdot W_{\text{тр}}^2}{2} + \sum \zeta_{\text{шт}} \cdot \frac{\rho \cdot W_{\text{шт}}^2}{2}, \quad (4.36)$$

где  $l_{\text{тр}}$  – длина теплообменной трубы, м;  $n$  – число ходов по трубному пространству;  $\zeta_{\text{тр}}$  – коэффициент местного сопротивления;  $W_{\text{тр}}$  и  $W_{\text{шт}}$  – скорости потоков в трубах и штуцерах, м/с.

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства с поперечным обтеканием шахматного пучка труб, Па, рассчитывают по уравнениям:

$$\Delta P_{\text{мт}} = \left[ 2 \cdot (1 + k) \cdot \text{Eu} + \sum \zeta_{\text{мт}} \right] \cdot \frac{\rho \cdot W_{\text{мт}}^2}{2} + \sum \zeta_{\text{шт}} \cdot \frac{\rho \cdot W_{\text{шт}}^2}{2}, \quad (4.37)$$

$$\text{Eu} = b \cdot (2,7 + 1,7 \cdot m) \cdot \text{Re}^{-0,28}, \quad (4.38)$$

где  $\text{Eu}$  – критерий Эйлера;  $b$  – поправочный коэффициент, учитывающий угол между осью трубы и направлением движения потока; для кожухотрубных теплообменников  $b = 0,83$ ;  $k$  – число поперечных перегородок;  $m$  – число рядов труб в пучке.

Значения коэффициентов местных сопротивлений  $\zeta$  для кожухотрубных теплообменников приведены в табл. 4.5.

#### 4.5. Значения коэффициентов местных сопротивлений

Пространство	Местное сопротивление	$\xi$
Трубное	Вход в трубы или выход из них	1,0
	Поворот на 180° между ходами или секциями	2,5
Межтрубное	Поворот на 180° через перегородку	1,5
	Поворот на 90° в межтрубном пространстве	1,0
Штуцера	Входная или выходная камера	1,5
	Вход в межтрубное пространство или выход из него	1,5

В процессе конденсации или испарения (кипения) происходит многократное изменение плотности теплоносителя и его объёмного расхода. Поэтому для таких теплоносителей при гидравлическом расчёте вычисляют фактические значения скорости в парообразном и в жидком состояниях во входном и выходном штуцерах, а также внутри теплообменника на входе и на выходе. Гидравлическое сопротивление не рассчитывают.

## 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

### 5.1. Общие сведения

Пластинчатые теплообменники представляют собой аппараты, теплообменная поверхность которых образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью (рис. 5.1) [31]. Их подразделяют по степени доступности поверхности теплообмена для механической очистки и осмотра на разборные, полуразборные и неразборные (сварные) [32].

Наиболее широко применяют разборные пластинчатые теплообменники, в которых пластины отделены одна от другой прокладками. Монтаж и демонтаж этих аппаратов осуществляют достаточно быстро, очистка теплообменных поверхностей требует незначительных затрат труда.



**Рис. 5.1. Внешний вид разборного пластинчатого теплообменника**

Основные размеры и параметры наиболее распространенных в промышленности пластинчатых теплообменников определены ГОСТ 15518–87. Их изготавливают с поверхностью теплообмена от 2 до 600 м<sup>2</sup> в зависимости от типоразмера пластин; эти теплообменники используют при давлении до 1,6 МПа и температуре рабочих сред от минус 30 °С до плюс 180 °С для реализации теплообмена между жидкостями и парами (газами) в качестве холодильников, подогревателей и конденсаторов.

Серийно выпускаемые разборные пластинчатые теплообменники могут работать с загрязнёнными рабочими средами при размере твёрдых включений не более 4 мм.

Разборные пластинчатые теплообменники изготавливают в пяти исполнениях, в том числе на консольной раме (исполнение 1), на двухпорной раме (исполнение 2), на трехпорной раме (исполнение 3).

Разборный пластинчатый теплообменник на двухпорной раме (исполнение 2) показан на рис. 5.2. Аппарат состоит из ряда теплообменных пластин 4, размещённых на верхней и нижней горизонтальных штангах 3. Концы штанг закреплены в неподвижной плите 2 и на стойке 7. Нажимной плитой 11 и винтом 8 пластины сжимаются, образуя теплообменную секцию.

Теплообменные пластины имеют четыре проходных отверстия (*a, б, в, г*), которые образуют две изолированные одна от другой системы каналов. Для уплотнения пластин и каналов имеются резиновые прокладки. Прокладка *б* уложена в паз по контуру пластины и охватывает два отверстия на пластине, через которые происходят приток и вывод теплоносителя в канал между смежными пластинами, а прокладки *5* герметизируют два других отверстия на пластине. Для ввода теплоносителей в аппарат и вывода предназначены штуцера *1, 9, 10, 12*, расположенные на неподвижной 2 и подвижной плитах.

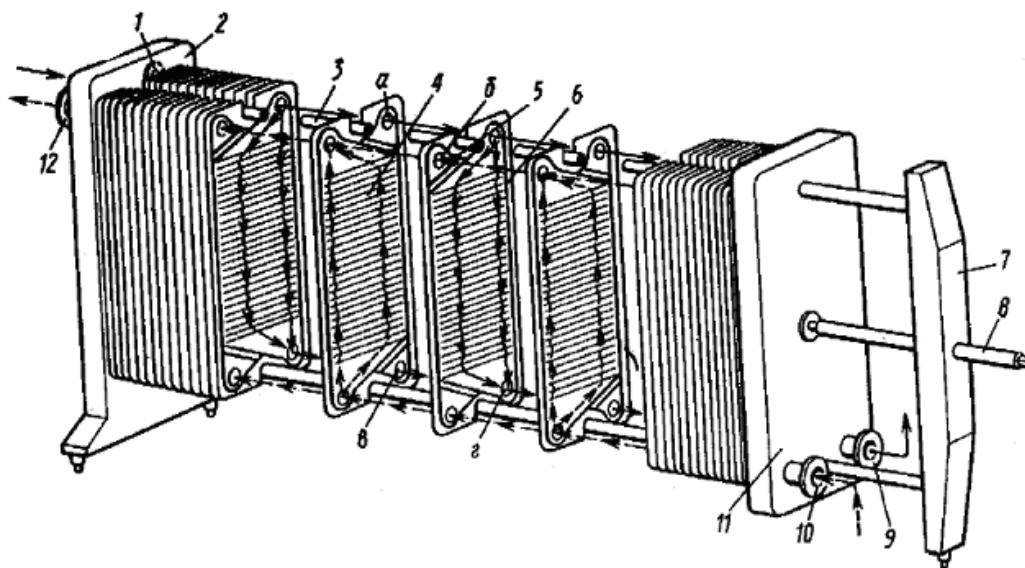


Рис. 5.2. Разборный пластинчатый теплообменник



Серийно выпускаемые пластинчатые теплообменники комплектуют пластинами, штампованными из листового металла толщиной 1 мм. Гофры пластин обычно имеют в сечении профиль равностороннего треугольника высотой от 4 до 7 мм и основанием длиной от 14 до 30 мм (для вязких жидкостей до 75 мм). Материал пластин – оцинкованная или коррозионно-стойкая сталь, титан, алюминий.

К недостаткам пластинчатых теплообменников следует отнести невозможность использования их при давлении более 1,6 МПа.

Расчёт на прочность пластинчатых теплообменников сводится к расчёту нажимных и промежуточных плит, пластин, штанг, стяжных болтов, коллекторов, днищ и крышек.

В соответствии с каталогом ЦИНТИхимнефтемаш выпускаются теплообменники пластинчатые для теплоснабжения следующих типов: полуразборные (РС) с пластинами типа 0,5Пр и разборные (Р) с пластинами типа 0,3р и 0,6р [33].

Технические характеристики указанных пластин и основные параметры теплообменников, собираемых из этих пластин, приведены в табл. 5.1 и 5.2.

### 5.1. Техническая характеристика пластин

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	05Пр
1	2	3	4
Габариты (длина × ширина × толщина), мм	1370× ×300×1	1375× ×600×1	1380× ×650×1
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведённая длина канала, м	1,12	1,01	0,8

Окончание табл. 5.1.

1	2	3	4
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м <sup>2</sup>	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65(80)	200	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера $\xi$	1,5	1,5	1,5
Коэффициенты: <i>A</i>	0,368	0,492	0,492
<i>B</i>	4,5	3,0	3,0

## 5.2. Техническая характеристика и основные параметры пластинчатых теплообменных аппаратов

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	05Пр
Тип аппарата	разборный		полуразборный
Расход теплоносителя (не более), м <sup>3</sup> /ч	50	200	200
Номинальная площадь поверхности теплообмена аппарата, м <sup>2</sup> , и исполнение на раме:			
консольной (исполнение 1)	от 3 до 10	от 10 до 25	—
двухопорной (исполнение 2)	от 12,5 до 25	от 31,5 до 160	от 31,5 до 140
трехопорной с промежуточной плитой (исполнение 3)	—	от 200 до 300	от 160 до 320
Расчётное давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1(10)	1(10)	1,6(16) 2,5(25)
Габариты теплообменников, мм	650×400× ×1665	605×750× ×1800	2570×650× ×1860 (3500)

Допускаемые температуры теплоносителей определяются термостойкостью резиновых прокладок. Для теплообменников, используемых в системах теплоснабжения, обязательным является применение прокладок из термостойкой резины, марки которой приведены в табл. 5.3.

### 5.3. Характеристики прокладок для пластин

Условное обозначение прокладок	Марка материала и технические условия	Каучуковая основа	Температура рабочей среды, °С
0	Резина 359 (ТУ 38-1051023-89)	СКМС-30 и АРКМ-15 (бутадиенметил- стирольный каучук)	от –20 до + 80
1	Резина 4326-Г (ТУ- 38-1051023-89)	СКН-18 (бутадиеннит- рильный каучук)	от –30 до +100
2	Резина 51-3042 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭПТ (этиленпропилен- диеновый каучук)	до 150
3	Резина 51-1481 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭП (этиленпропилен- диеновый каучук)	до 150
4	Резина ИРП-1225 (ТУ 38-1051023-89)	СКФ-32 и ИСКФ-26 (фторированный каучук)	от –30 до +200

Условное обозначение пластинчатого теплообменного аппарата: первые буквы обозначают тип аппарата – теплообменник Р (РС) разборный (полусварной), следующее обозначение – тип пластины, цифры после тире – толщина пластины, далее – площадь поверхности теплообмена аппарата (м<sup>2</sup>), затем – конструктивное исполнение (в соответствии с табл. 5.2), марка материала пластины и марка материала прокладки (в соответствии с табл. 5.3).

После условного обозначения приводится схема компоновки пластин.

Пример условного обозначения пластинчатого разборного теплообменного аппарата: теплообменник Р 0,6р-0,8-16-1К-01 – теплообменник разборный, с пластинками типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, площадью поверхности теплообмена 16 м<sup>2</sup>, на консольной раме, в коррозионно-стойком исполнении, материал пластин и патрубков – сталь 12Х18Н10Т; материал прокладки – теплостойкая резина 359; схема компоновки:

$$C \times \frac{5+5+5}{6+5+5},$$

что означает над чертой – число каналов в каждом ходе для греющей воды, под чертой – то же, для нагреваемой воды.

Дополнительный канал со стороны хода нагреваемой воды предназначен для охлаждения пластин и уменьшения теплотерь.

Из рассматриваемых трёх теплообменников наиболее целесообразно применение теплообменников РС 0,5Пр, поскольку эти теплообменники надёжно работают при рабочем давлении до 1,6 МПа (16 кгс/см<sup>2</sup>).

Пластины попарно сварены по контуру, образуя блок. Между двумя сваренными пластинами имеется закрытый (сварной) канал для теплофикационной греющей воды. Разборные каналы допускают давление в них до 1 МПа (10 кгс/см<sup>2</sup>).

Теплообменники типа Р 0,3р могут применяться в системах теплоснабжения при отсутствии теплообменников типа РС 0,5Пр и параметрах теплоносителей до 1,0 МПа (до 10 кгс/см<sup>2</sup>), до 150 °С и перепаде давлений между теплоносителями не более 0,5 МПа (5 кгс/см<sup>2</sup>).

Применение теплообменников типа Р 0,6р (титан) в системах теплоснабжения ограничено и допустимо только при отсутствии теплообменников РС 0,5Пр и Р 0,3р при параметрах теплоносителей не более 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>), до 150 °С и перепаде давлений теплоносителей не более 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>).

## **5.2 Тепловой и гидравлический расчёты пластинчатого теплообменника**

Тепловой и гидравлический расчёты пластинчатого теплообменника ведутся согласно СП 41-101-95.

Методика расчёта пластинчатых водоподогревателей основана на использовании в них всего располагаемого напора теплоносителей с целью получения максимальной скорости каждого теплоносителя и соответственно максимального значения коэффициента теплопередачи или при неизвестных располагае-

мых напорах по оптимальной скорости нагреваемой воды, как и при подборе кожухотрубных водоподогревателей.

В первом случае оптимальное соотношение числа ходов для греющей  $X_1$  и нагреваемой  $X_2$  воды находится по формуле

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{G_{гр}}{G_n} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{\Delta P_{гр}}{\Delta P_n} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{ср}^n}{1000 - t_{ср}^{гр}}. \quad (5.1)$$

Если соотношение ходов получается больше двух, то для повышения скорости воды целесообразна несимметричная компоновка, т.е. число ходов теплообменивающихся сред будет неодинаковым (рис. 5.2–5.4).

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

При расчёте пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость принимается, исходя из получения таких же потерь давления в установке по нагреваемой воде, как при применении кожухотрубного водоподогревателя – от 100 до 150 кПа, что соответствует скорости воды в каналах  $w_{опт} = 0,4$  м/с.

Поэтому, выбрав тип пластины рассчитываемого водоподогревателя горячего водоснабжения, по оптимальной скорости находят требуемое количество каналов по нагреваемой воде  $m_n$

$$m_n = \frac{G_2}{\omega_{опт} f_k \rho_2 \cdot 3600}, \quad (5.2)$$

где  $f_k$  – живое сечение одного межпластинчатого канала.

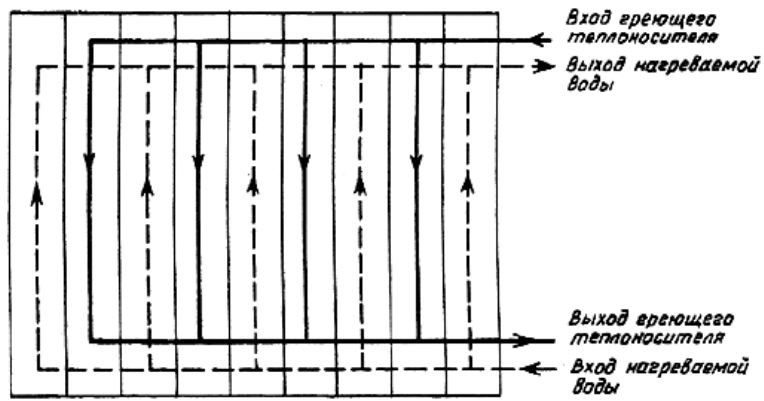


Рис. 5.2. Симметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя, обозначение Сх 4/5

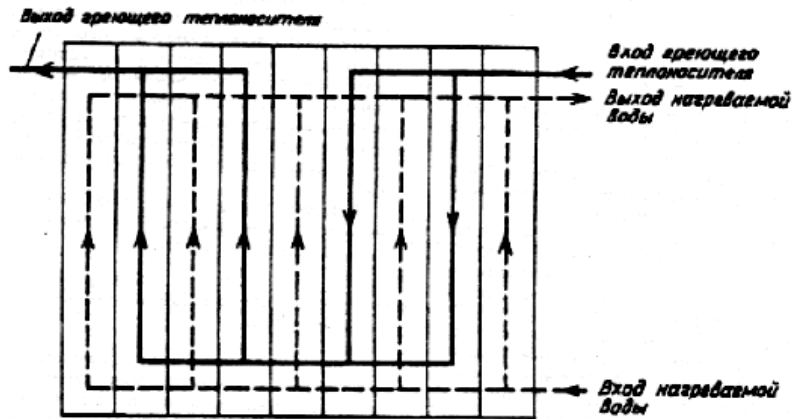


Рис. 5.3. Несимметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя, обозначение Сх (2 + 2)/5

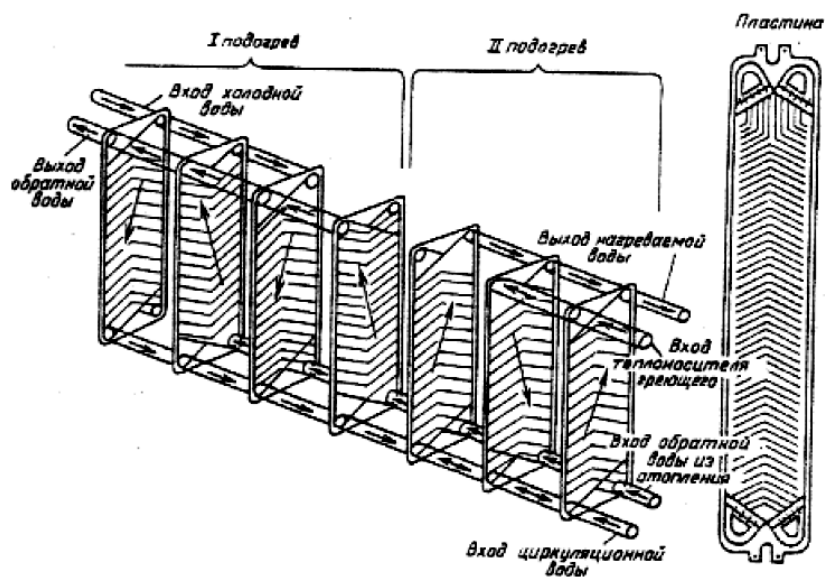


Рис. 5.4. Схема компоновки водоподогревателей I и II подогрева в одну установку с противоточным движением воды

Компоновка водоподогревателя симметричная, т. е.  $m_{гр} = m_{н}$ . Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды

$$f_{гр} = f_{н} = m_{н} \cdot f_{к}. \quad (5.3)$$

Фактические скорости греющей и нагреваемой воды, м/с,

$$\omega_{гр} = \frac{G_1}{f_{гр}\rho_1}, \quad (5.4)$$

$$\omega_{н} = \frac{G_2}{f_{н}\rho_2}. \quad (5.5)$$

В случае если соотношение ходов, определённое по формуле (5.1), оказалось больше 2 (при подстановке  $\Delta P_{н} = 100$  кПа, а  $\Delta P_{гр} = 40$  кПа – для I ступени), водоподогреватель собирают из двух отдельных теплообменников и более и в формулах (5.4) или (5.5) расход того теплоносителя, у которого получилось меньше ходов, уменьшается соответственно в 2 раза и более.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16A \left[ 23000 + 283t_{ср}^{гр} - 0,63(t_{ср}^{гр})^2 \right] \cdot \omega_{гр}^{0,73}, \quad (5.6)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от типа пластин принимается по табл. 5.1;

$$t_{ср}^{гр} = \frac{t_{вх}^{гр} + t_{вых}^{гр}}{2}.$$

Коэффициент тепловосприятия  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), от стенки пластины к нагреваемой воде определяется по формуле

$$\alpha_2 = 1,16A \left[ 23000 + 283t_{ср}^{н} - 0,63(t_{ср}^{н})^2 \right] \cdot \omega_{гр}^{0,73}, \quad (5.7)$$

где  $t_{ср}^{н} = \frac{t_{вх}^{н} + t_{вых}^{н}}{2}$ .

Коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяется по формуле

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}}, \quad (5.8)$$

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

При заданной величине расчётной производительности  $Q$  и по полученным значениям коэффициента теплопередачи  $k$  и температурному напору  $\Delta t_{cp}$  определяется необходимая поверхность нагрева  $F_{тр}$  по формуле

$$F_{тр} = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}. \quad (5.9)$$

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

Количество ходов в теплообменнике

$$X = \frac{F_{тр} + f_{пл}}{2mf_{пл}}, \quad (5.10)$$

где  $f_{пл}$  – поверхность нагрева одной пластины,  $m^2$ .

Число ходов округляется до целой величины. В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите. В многоходовых теплообменниках часть штуцеров должна располагаться на подвижной плите, что вызывает некоторые сложности при эксплуатации. Поэтому целесообразней вместо устройства многоходового теплообменника разбить его по числу ходов на отдельные теплообменники, соединённые по одному теплоносителю последовательно, а по другому – параллельно, с соблюдением противоточного движения.

Действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя определяется по формуле

$$F = (2 \cdot m \cdot X - 1) f_{пл}. \quad (5.11)$$

Потери давления  $\Delta P$ , кПа, в водоподогревателях следует определять по формулам:

для нагреваемой воды

$$\Delta P_{н} = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{cp}^н) \cdot \omega_{н.с.}^{1,75} \cdot X; \quad (5.12)$$

для греющей воды

$$\Delta P_{гр} = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{cp}^{гр}) \cdot \omega_{гр}^{1,75} \cdot X, \quad (5.13)$$



где  $\varphi$  – коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен 1, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать  $\varphi = 1,5 \dots 2,0$ ;

$B$  – коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается по табл. 5.1;

$w_{н.с.}$  – скорость при прохождении максимального секундного расхода нагреваемой воды.

## 6 МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачей механического расчёта теплообменного аппарата является обеспечение его прочности в рабочих условиях. Расчёты выполняют по стандартам, нормам и утверждённым руководящим материалам [34].

Основным техническим параметром теплообменных аппаратов является толщина стенок корпуса и крышки. На этом этапе подбирают также конструктивные параметры фланцевых соединений, укреплений отверстий, трубных решёток и опор.

### 6.1 Расчет толщины корпуса

В зависимости от толщины стенки корпусов аппаратов различают: тонкостенные и толстостенные аппараты. Для каждого из этих аппаратов используются свои формулы расчёта.

Критерием толстостенности является коэффициент толстостенности  $\beta$ .

Для толстостенных аппаратов  $\beta = \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{в}}} > 1,1$ ; для тонкостенных  $\beta \leq 1,1$ , где  $D_{\text{н}}$ ,

$D_{\text{в}}$  – соответственно наружный и внутренний диаметры аппарата, м.

Толщину тонкостенных цилиндрических обечайек, работающих под внутренним давлением, рассчитывают по формуле

$$S = \frac{D_{\text{в}} P}{2[\sigma]\varphi - P} + C, \quad (6.1)$$

где  $P$  – внутреннее давление, МПа;  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для материала обечайки, МПа;  $C$  – конструктивная прибавка на коррозию, эрозию, учёт минусового допуска, м.

Если в теплообменнике один из теплоносителей относится к опасным (является взрыво- или пожароопасным, токсичным), теплообменник рассчитывают, как правило, на давление 1 МПа. При отсутствии ограничений в учебных проектах расчётное давление следует принимать равным 1,0 или 1,6 МПа.

Коэффициент прочности сварного шва  $\phi = 1,0$  при 100%-м контроле длины шва и  $\phi = 0,9$  при 50%-м контроле длины шва. Допускаемые напряжения для конструкционных материалов зависят от материала и рабочей температуры (табл. 6.1).

### 6.1. Нормативные допускаемые напряжения для некоторых конструкционных материалов

Марка материала	Значение $[\sigma]$ , МПа, в зависимости от температуры		
	20 °С	100 °С	200 °С
Сталь Ст3	140	134	126
Сталь 20, 20К	147	142	136
Сталь 09Г2С, 16ГС, 17ГС	183	160	148
Сталь нерж. 15Х5М	146	141	134
Сталь нерж. 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	160	152	140
Сталь нерж. 08Х18Н10Т, 08Х17Н13М2Т	140	130	110
Сталь нерж. 08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	240	207	193
Титан ВТ1-0	133	118	93
Медь отожжённая	44	44	40
Алюминий	15	10,5	4,5

Толщину стенки труб также рассчитывают по (6.1). Однако условия её применимости расширяются  $\frac{[\sigma]}{P} \phi < 25$ , для бесшовных труб  $\phi = 1$ .

Исполнительную толщину стенки выбирают из стандартного ряда толщин труб или листового проката. Фактическая толщина должна быть больше расчётной и обеспечивать жёсткость обечайки. Минимальная толщина цилиндрических обечаек без прибавки на коррозию и эрозию составляет 2 мм при диаметре до 400 мм, 3 мм при диаметре до 1000 мм и 4 мм при диаметре до 2000 мм.

Допускаемое избыточное давление определяется по формуле

$$[P] = \frac{2[\sigma]\phi(S - C)}{D_b + (S - C)}. \quad (6.2)$$

Если колонный аппарат устанавливается вне помещения и его высота  $H > 10$  м и  $H > 1,5D_{\min}$  или  $H < 10$  м, но  $H > D_{\min}$  (где  $D_{\min}$  – наименьший из

наружных диаметров аппарата), то расчётную толщину корпуса аппарата необходимо проверить на прочность и устойчивость от ветровых нагрузок, а если аппарат устанавливается в районах с возможной сейсмичностью более 7 баллов (по 12-балльной шкале), то и с учётом сейсмических нагрузок.

Проверку устойчивости корпуса аппарата, нагруженного внутренним давлением или без давления, проводят по формуле

$$\frac{G}{[G]} + \frac{M}{[M]} \leq 1, \quad (6.3)$$

где  $[G]$ ,  $[M]$  определяют по ГОСТ 14249–89.

Если условия прочности или устойчивости не соблюдаются, следует увеличить расчётную толщину корпуса аппарата.

Расчётная толщина стенки обечаек, нагруженных внешним давлением, исходя из условий устойчивости их в пределах упругости (при запасе на устойчивость  $n_y = 2,6$ ), определяется по формуле

$$S = 1,18D \left( \frac{P_n l}{E D} \right)^{0,4} + C \quad (6.4)$$

где  $D$  – диаметр обечайки, м, для обечаек с базовым внутренним диаметром  $D = D_v$ , с базовым наружным диаметром  $D = D_n$ ;  $P_n$  – наружное давление, МПа;  $E$  – модуль упругости материала обечайки при расчётной температуре, МПа (для сталей значения  $E$  приведены в табл. 6.2);  $l$  – расчётная длина обечайки, м.

## 6.2. Значения модуля упругости $E \cdot 10^{-5}$ МПа в зависимости от температуры

Сталь	Температура, °С						
	20	100	200	300	400	500	600
Углеродистая	1,99	1,91	1,81	1,71	1,55	–	–
Легированная	2,00	2,00	1,97	1,91	1,81	1,68	1,61

Формула (6.4) справедлива при соблюдении условий:

$$1,5 \sqrt{\frac{2(S-C)}{D_B}} \leq \frac{l}{D_B} \leq \sqrt{\frac{D_B}{2(S-C)}}; \frac{l}{D_B} \geq 0,3 \frac{E}{\sigma_T} \sqrt{\left[\frac{2(S-C)}{D_B}\right]^3}, \quad (6.5)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала обечайки при расчётной температуре, МПа.

В случае несоблюдения условия (6.5) принятую величину  $S$  необходимо проверить на допускаемое наружное давление  $[P_H]$  по формуле

$$[P_H] = \frac{2[\sigma]_{сж} (S-C)}{D_B \left[ 1 + 1,02 \frac{l^2 D_B}{(S-C)^3} \left( \frac{\sigma_T}{E} \right)^2 \right]} \geq P_H, \quad (6.6)$$

где  $[\sigma]_{сж}$  – допускаемое напряжение на сжатие, МПа.

Для толстостенных цилиндрических обечаек ( $\beta = D_H/D_B > 1,1$ ) при внутреннем давлении толщина стенки для однослойного цилиндрического корпуса

$$S = R \left[ \exp\left(\frac{P}{[\sigma]\phi}\right) - 1 \right] + C, \quad (6.7)$$

где  $R$  – внутренний радиус аппарата, м.

Допускаемое рабочее давление можно рассчитать по формуле

$$[P] = [\sigma] \ln \beta_p, \quad (6.8)$$

где  $\beta_p = \frac{(R+2S)}{R+C}$  – расчётный коэффициент толстостенности.

## 6.2. Расчёт толщины крышек и днищ

Днища эллиптические отбортованные и полусферические отбортованные.

Стандартное эллиптическое днище состоит из цилиндрической и выпуклой частей (рис. 6.1, табл. 6.3). Днища с наружными базовыми диаметрами  $D_H$  используют для корпусов из труб, а с внутренними базовыми диаметрами  $D_{вн}$  – для корпусов, свальцованных из листов.

Высота цилиндрической части определяется толщиной стенки днища. При толщине менее 10 мм высота цилиндрической части составляет 25 мм.

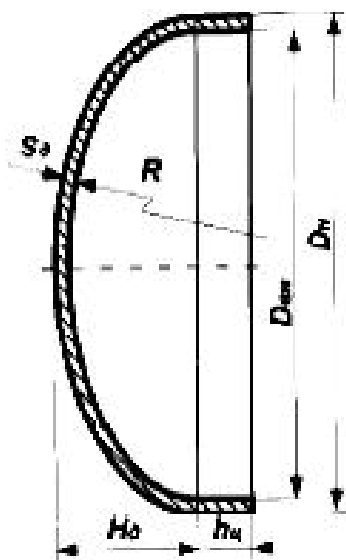


Рис. 6.1. Днище эллиптическое

### 6.3. Размеры эллиптических отбортованных днищ, мм (ГОСТ 6533–78)

$D_{дн}$	$h_{ц}$	$H_{д}$
159	25	40
273	25	68
325	25	81
426	25	106
630	25	157
	40	

$D_{вн}$	$h_{ц}$	$H_{д}$
400	25, 40	100
600	25, 40	150
800	25, 40	200
1000	25, 40	250
1200	25, 40	300
	60, 80	

Толщина днища, нагруженного внутренним избыточным давлением, определяется по формуле

$$S_{д} = \frac{PR}{2[\sigma]\varphi - 0,5P} + C, \quad (6.9)$$

где  $R = D^2 / (4H_{д})$  – радиус кривизны в вершине днища, м;  $H_{д}$  – высота днища без отбортовки, м;  $D$  – внутренний диаметр днища, м.

Допускаемое внутреннее избыточное давление рассчитывается по формуле

$$[P] = \frac{2(S_{д} - C)\varphi[\sigma]}{R + 0,5(S_{д} - C)}. \quad (6.10)$$

При нагружении этих днищ наружным давлением толщина стенки приближённо определяется по формулам:

$$S_R = \max \left\{ \frac{K_3 R}{300} \sqrt{\frac{P}{10^{-6} E}}; \frac{PR}{2[\sigma]} \right\}; \quad (6.11)$$

$$S_d = S_R + C. \quad (6.12)$$

В предварительном расчёте коэффициент приведения радиуса кривизны  $K_3$  принимается для эллиптического днища равным 0,9, для полусферического 1,0.

Точное значение  $K_3$  рассчитывается по формуле

$$K_3 = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3 + 10x)x}, \quad (6.13)$$

где  $x = 10 \frac{S_d - C}{D} \left( \frac{D}{2H_d} - \frac{2H_d}{D} \right)$ .

Полученное по (6.11) значение должно быть проверено на допускаемое наружное давление по уравнению

$$[P] = \frac{[P]_n}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_n}{[P]_E} \right)^2}} \geq P, \quad (6.14)$$

где допускаемое давление  $[P]_n$  рассчитывается из условия прочности

$$[P]_n = \frac{2[\sigma](S_d - C)}{R + 0,5(S_d - C)}, \quad (6.15)$$

а допускаемое давление  $[P]_E$  – из условия устойчивости в пределах упругости

$$[P]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[ \frac{100(S_d - C)}{K_3 R} \right]^2, \quad (6.16)$$

где  $n_y$  – коэффициент запаса устойчивости, который для рабочих условий равен 2,4.

Конические днища. Расчёт толщины стенки гладких конических днищ, нагруженных внутренним давлением, определяется по формуле

$$S_k = \frac{PD_n}{2[\sigma]\varphi - P \cos \alpha} + C, \quad (6.17)$$

где  $\alpha$  – половина угла при вершине конуса;  $D_n$  – наружный диаметр основания конуса, м.

Допускаемое внутреннее избыточное давление определяется как

$$[P] = \frac{2[\sigma]\varphi(S_k - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + (S_k - C)}, \quad (6.18)$$

где  $D_k$  – расчётный диаметр, м, принимается по [35].

При нагружении конических обечаек наружным давлением допускаемое наружное давление рассчитывается по формулам:

– из условия прочности

$$[P] = \frac{2[\sigma](S_k - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + (S_k - C)}; \quad (6.19)$$

– из условия устойчивости в пределах упругости

$$[P] = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D_E}{n_n B_1 l_E} \left[ \frac{100(S_k - C)}{D_E} \right]^2 \sqrt{\frac{100(S_k - C)}{D_E}}, \quad (6.20)$$

где  $D_E = \max \left\{ \frac{D + D_0}{2 \cos \alpha}; \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31(D + D_0) \sqrt{\frac{D + D_0}{100(S_k - C)} \operatorname{tg} \alpha} \right\};$

$B_1 = \min \left\{ 1; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S_k - C)}} \right\}; l_E = \frac{D - D_0}{2 \sin \alpha}; D, D_0$  – внутренние диаметры основания и вершины усечённого конуса соответственно, м.

Приведённые выше формулы расчёта конических днищ с углом  $\alpha \leq 70^\circ$  применимы при соблюдении условия

$$0,001 \leq \frac{S_k \cos \alpha}{D} \leq 0,05. \quad (6.21)$$

Сферические крышки и днища. Формулы расчёта применимы при условиях:

$$\frac{S - C}{R} \leq 0,1; 0,95D \leq R \leq D, \quad (6.22)$$

где  $R$  – внутренний радиус сферы, м;  $D$  – внутренний диаметр аппарата, м.



Толщина сферической неотбортованной крышки, приваренной к фланцу, рассчитывается по формуле

$$S = \frac{0,58PR}{[\sigma]\varphi} + C, \quad (6.23)$$

допускаемое внутреннее избыточное давление определяется как

$$[P] = \frac{1,73(S - C)[\sigma]\varphi}{R}. \quad (6.24)$$

Толщина сферического неотбортованного днища, приваренного к цилиндрическому корпусу аппарата:

$$S = \frac{0,72PR}{[\sigma]\varphi} + C, \quad (6.25)$$

допускаемое внутреннее избыточное давление определяется как

$$[P] = \frac{1,38(S - C)[\sigma]\varphi}{R}. \quad (6.26)$$

Плоские круглые днища и крышки используются приварными к корпусу аппарата и соединяются с корпусом аппарата с помощью фланцев. Поскольку в случае фланцевого соединения возникают изгибающие моменты, то расчёт их ведётся по другим формулам, чем в случае приварки крышек и днищ.

Приведённые ниже формулы (6.27)–(6.32) для расчёта плоских круглых днищ и крышек применимы при условии  $\frac{S' - C}{D_R} \leq 0,11$ .

Толщина приварных круглых крышек и днищ (рис. 6.2, а) рассчитывается по формуле

$$S' = KK_0 D_R \sqrt{\frac{P}{[\sigma]\varphi}} + C, \quad (6.27)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий способ крепления крышки или днища;  $D_R$  – расчетный диаметр, м. Значения  $K$  и  $D_R$  приводятся в табл. 14.17 [35]. Для случая, показанного на рис. 6.2, а,  $K = 0,41$ .

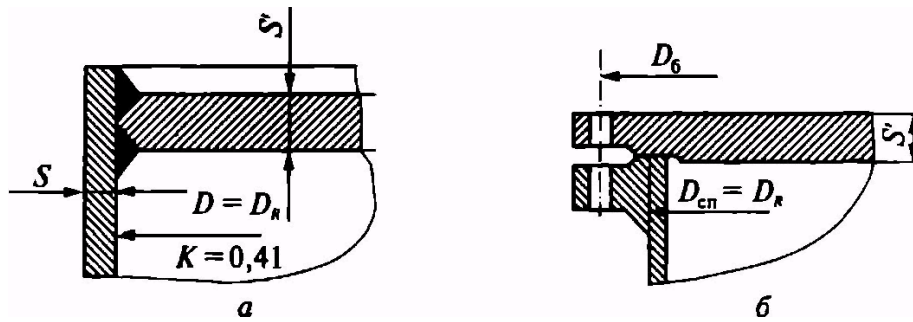


Рис. 6.2. Типы крепления крышки к корпусу аппарата:

*a* – приварная; *б* – на фланцевом соединении

Коэффициент ослабления днища или крышки отверстиями  $K_0$  равен:

– при наличии одного отверстия диаметром  $d$ , м,

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^2}; \quad (6.28)$$

– при наличии нескольких отверстий

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_R}\right)^3}{1 - \sum \frac{d_i}{D_R}}}; \quad (6.29)$$

– при отсутствии отверстий  $K_0 = 1$ .

Толщина плоских крышек при фланцевом их соединении с корпусом аппарата (рис. 6.2, *б*) рассчитывается на внутреннее избыточное давление

$$S' = K_0 K_\sigma D_R \sqrt{\frac{P}{[\sigma] \phi}} + C, \quad (6.30)$$

где

$$K_\sigma = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\phi \left(\frac{D_\phi}{D_{сп}} - 1\right)}{\frac{D_\phi}{D_{сп}}}}. \quad (6.31)$$

Допускаемое давление на плоскую крышку определяется как

$$[P] = \left(\frac{S' - C}{K K_0 D_R}\right)^2 [\sigma] \phi. \quad (6.32)$$

### 6.3. Расчёт фланцевых соединений

В химической промышленности применяют следующие типы фланцев для труб, трубной арматуры и аппаратов: стальные плоские приварные к корпусу и стальные приварные встык (рис. 6.3).

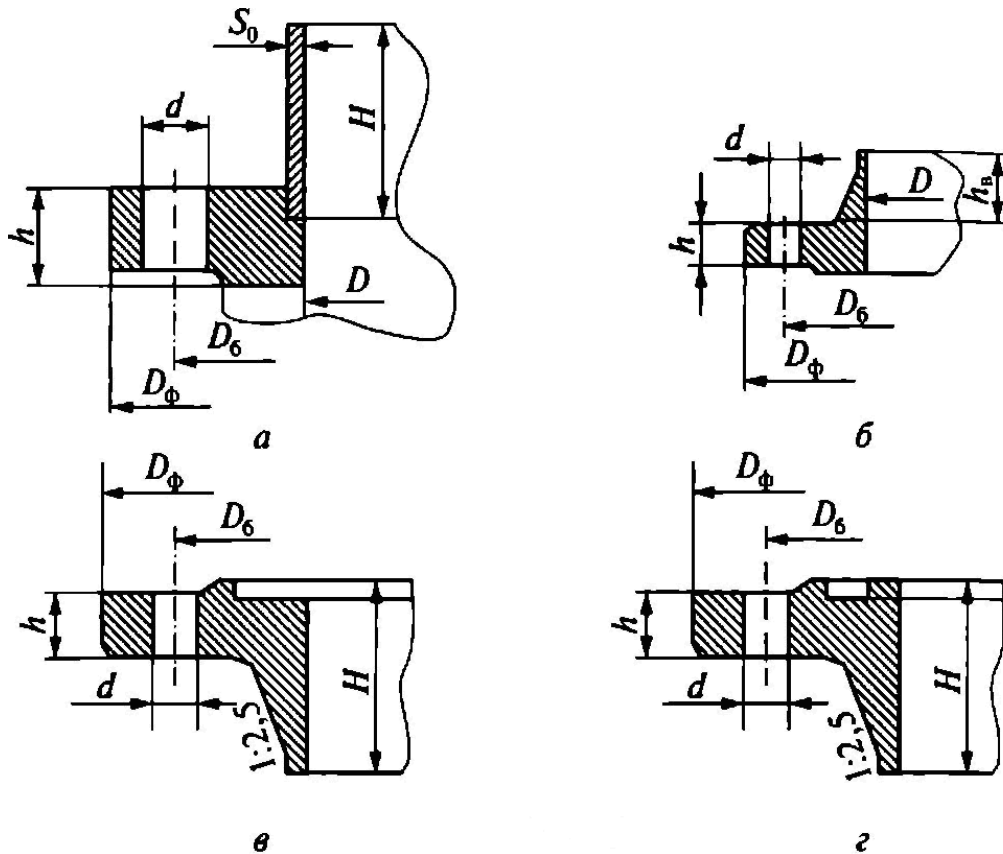


Рис. 6.3. Типы фланцев:

*а* – стальной приварной к корпусу; *б* – приварной встык с плоской поверхностью;  
*в* – приварной встык с выступом и впадиной; *г* – приварной встык с шипом и пазом  
(1:2,5 – рекомендуемый угол конусности)

При конструировании аппарата следует применять стандартные и нормализованные фланцы. Такие фланцы выпускают отдельно для арматуры и трубопроводов на  $D_y$  до 800 мм и для аппаратов на  $D_y$  от 400 мм и более. Расчёт фланцевых соединений проводят в тех случаях, когда не представляется возможным применение нормализованных фланцев ввиду отсутствия фланцев требуемых параметров.

Расчёт фланцевого соединения требует вычисления следующих расчётных величин:

– меньшей толщины конической втулки фланца (рис. 6.4)

$$S_0 \leq 1,35S, \text{ но } S_0 - S \leq 0,005 \text{ м}; \quad (6.33)$$

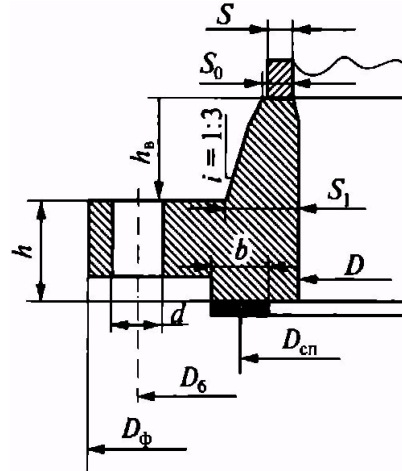


Рис. 6.4. Конструктивные размеры фланца

– отношения большей толщины втулки фланца к меньшей  $\beta = S_1 / S_0$  для приварных встык фланцев и бортов выбирают по рис. 6.5, для плоских приварных фланцев  $\beta = 1$ ;

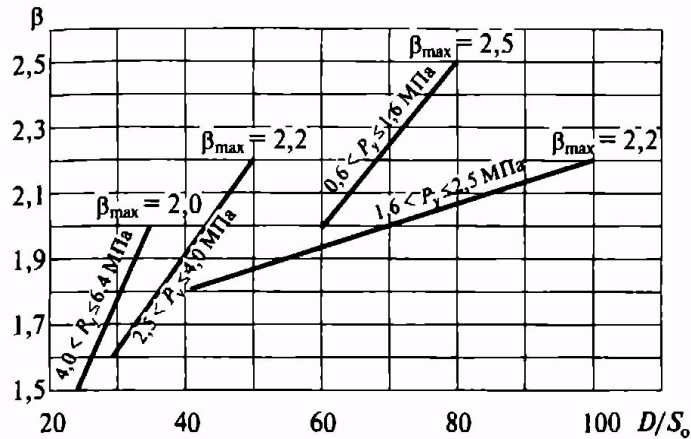


Рис. 6.5. Графики для определения коэффициента  $\beta$

– большей толщины втулки фланца  $S_1 = \beta S_0$ , для плоских приварных фланцев принимают  $S_1 = S_0$ ;

– высоты втулки приварного встык фланца  $h_b \geq 3(S_1 - S_0)$ .

Кроме того, определяют:

– эквивалентную толщину втулки фланца

$$S_{\text{эк}} = S_0 \left[ 1 + \frac{h_b (\beta - 1)}{h_b + 0,25(\beta + 1)\sqrt{DS_0}} \right], \quad (6.34)$$

для плоского приварного фланца  $S_{\text{эк}} = S_0$ ;

– диаметр болтовой окружности  $D_6$ , м:

а) для приварных встык фланцев

$$D_6 \geq D + 2(S_1 + d_6 + 0,006); \quad (6.35)$$

б) для приварных плоских фланцев

$$D_6 \geq D + 2(2S_0 + d_6 + 0,006); \quad (6.36)$$

– наружный диаметр фланца

$$D_{\phi} \geq D_6 + a, \quad (6.37)$$

где  $a$  – величина, зависящая от типа и размера гайки, м (табл. 6.4);  $D_6$  – диаметр болта, м; размер  $D_{\phi}$  принимают кратным 10 или 5 мм;

#### 6.4. Значения $a$ и $e_1$ , в зависимости от типа гайки и диаметра отверстий под болт

$d$ , мм	$a$ , мм		$e_1$ , мм	
	Шестигранная гайка	Шестигранная гайка с уменьшенным размером «под ключ»	Плоская прокладка	Прокладка овального сечения
23	40	36	30	53
25	42	40	32	55
27	47	42	34	57
30	52	47	37	60
33	58	52	41	64
40	70	63	48	71
46	80	69	55	78
52	92	80	61	84
58	97	86	65	88
60	110	–	–	195
66	115	–	–	240
70	120	–	–	240

– наружный диаметр прокладки

$$D_{\text{п}} = D_6 - e_1, \quad (6.38)$$

где значение  $e_1$  выбирается в зависимости от диаметра болтов и вида прокладки (табл. 6.4);

– средний диаметр прокладки

$$D_{\text{ср}} = D_{\text{п}} - b_{\text{п}}, \quad (6.39)$$

где  $b_{\text{п}}$  – ширина прокладки;

– эффективную ширину прокладки  $b_E$ , м:

а) для плоских прокладок:

$$b_E = 0,5 b_{\text{п}} \text{ при } b_{\text{п}} \leq 15 \text{ мм},$$

$$b_E = 0,6 \sqrt{b_{\text{п}}} \text{ при } b_{\text{п}} > 15 \text{ мм};$$

б) для прокладок восьмиугольного и овального сечений:

$$b_E = 0,125 b_{\text{п}};$$

– ориентировочное число болтов (шпилек)

$$Z_{\text{б}} = \frac{\pi D_{\text{б}}}{t_{\text{б}}}, \quad (6.40)$$

где  $t_{\text{б}}$  – шаг болтов, м. Окончательное число болтов определяется как ближайшее большее кратное четырём;

– ориентировочную толщину фланца

$$h = \lambda \sqrt{DS_{\text{ЭК}}}, \quad (6.41)$$

где значение  $\lambda$  принимается по рис. 6.6.

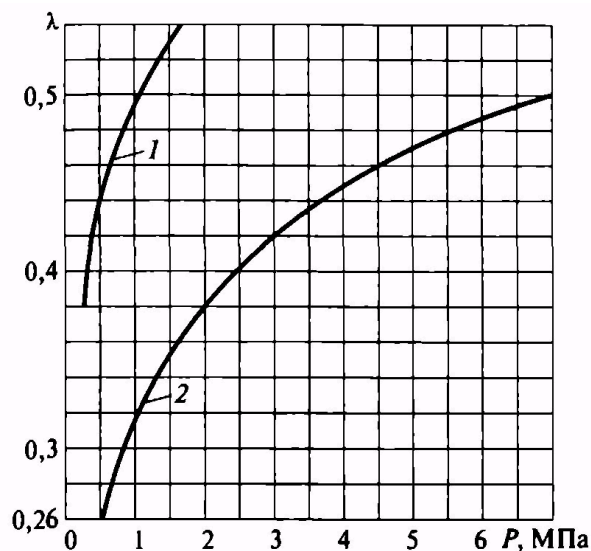


Рис. 6.6. График для определения коэффициента  $\lambda$ :

1 – для плоских приварных фланцев; 2 – для приварных встык фланцев

Расчёт фланцевого соединения, работающего под действием внутреннего давления, проводят следующим образом. Определяют:

– нагрузку, действующую на фланцевое соединение от внутреннего избыточного давления,

$$Q = 0,785D_{\text{сп}}^2 P; \quad (6.42)$$

– реакцию прокладки в рабочих условиях

$$R_{\text{п}} = 2\pi D_{\text{сп}} b_E m P, \quad (6.43)$$

где  $m$  – коэффициент, зависящий от конструкции и материала прокладки (табл. 6.5);

### 6.5. Расчетные параметры прокладок (ОСТ 26-373-78)

Конструкция прокладки	Материал прокладки	$m$	$q$ , МПа	$[q]$ , МПа		
Плоская неметаллическая	Резина по ГОСТ 7338-77 с твердостью по прибору ТШР, МПа: в диапазоне 0,76–1,2	0,5	2,0	18		
	более 1,2	1,0	4,0	20		
	Картон асбестовый по ГОСТ 2850–75 толщиной 3 мм	2,5	20	130		
	Паронит* по ГОСТ 481–71 толщиной не менее 1 мм	2,5	20	130		
	Фторопласт-4 по ГОСТ 10007–72 толщиной 1–3 мм	2,5	10	40		
Плоская металлическая	Алюминий АД по ГОСТ 21631–76	4,0	60	–		
	Латунь Л63 по ГОСТ 2208–75	4,75	90			
	Сталь 05кп по ГОСТ 1050–74	5,5	125			
	Сталь по ГОСТ 5632–72: 08Х13	5,5	125			
	08Х18Н10Т	6,5	180			
Плоская составная	Асбест по ГОСТ 2850–75			–		
	Оболочка толщиной 0,2–0,3 мм: алюминиевая				3,25	38
	медная				3,5	46
	латунная				3,5	46
	из стали 05кп				3,75	53
из стали 12Х18Н10Т	3,75	63				
Овального или восьмиугольного сечения металли- ческая	Сталь 05кп; 08Х13	5,5	125	–		
	Сталь 08Х18Н10Т	6,5	180			

\* Для сред с высокой проникающей способностью (водород, гелий, лёгкие нефтепродукты, сжиженные газы и т.п.).

– болтовую нагрузку в условиях монтажа (до подачи внутреннего давления):

а) при  $P \leq 0,6$  МПа

$$P_{61} = \max \left\{ \alpha Q + R_{\pi}; \pi D_{\text{сп}} b_E q; 0,4 [\sigma]_6^{20} Z_6 f_6 \right\}, \quad (6.44)$$

где  $\alpha$  – коэффициент жёсткости фланцевого соединения, находится по формуле (19.27) из [35];  $q$  – расчётное значение удельного давления на прокладку (табл. 6.5), МПа;  $Z_6$  – число болтов;  $f_6$  – расчётная площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы;

б) при  $P > 0,6$  МПа

$P_{61}$  – максимальное значение по формуле (6.44) (без учёта третьего члена);

– болтовую нагрузку в рабочих условиях

$$P_{62} = P_{61} + (1 - \alpha)Q; \quad (6.45)$$

– приведённые изгибающие моменты в диаметральной сечении фланца

$$M_{01} = 0,5 P_{61} (D_6 - D_{\text{сп}}); \quad (6.46)$$

$$M_{02} = 0,5 [P_{62} + Q(D_{\text{сп}} - D - S_{\text{эк}})] \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]^t}. \quad (6.47)$$

За расчётное значение  $M_0$  принимают большее из значений  $M_{01}$  и  $M_{02}$ .

– условие прочности болтов

$$\frac{P_{61}}{Z_6 f_6} \leq [\sigma]_6^{20}; \quad \frac{P_{62}}{Z_6 f_6} \leq [\sigma]_6^t, \quad (6.48)$$

где  $[\sigma]_6^{20}$ ,  $[\sigma]_6^t$  – допускаемые напряжения материала болта соответственно при 20 °С и рабочей температуре, МПа;

– условие прочности прокладки (только для неметаллических прокладок)

$$\frac{P_{61}}{\pi D_{\text{сп}} b_{\pi}} \leq [q], \quad (6.49)$$

где  $[q]$  находится по табл. 6.5.



В случае неудовлетворения условия (6.49) следует увеличить ширину прокладки.

Расчёт на прочность приварных плоских фланцев и приварных встык фланцев проводят следующим образом.

Определяют:

– максимальное напряжение в сечении  $S_1$  фланца

$$\sigma_1 = \frac{TM_0\omega}{D^*(S_1 - C)^2}, \quad (6.50)$$

где  $D^* = D$  при  $D \geq 20S$ ;  $D^* = D + S_0$  при  $D < 20S_1$  и  $\psi_3 > 1$ ;  $D^* = D + S_1$  при

$D < 20S_1$  и  $\psi_3 = 1$  (параметр  $\psi_3$  определяется по рис. 6.7  $\left( x = \frac{h_B}{\sqrt{DS_0}} \right)$ );

$\omega = \left[ 1 + 0,9\lambda(1 + \psi_1 j^2) \right]^{-1}$ ;  $T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945K^2)(K - 1)}$  – безразмерные парамет-

ры. Здесь  $j = \frac{h}{S_{\text{эк}}}$ ;  $\psi_1 = 1,28 \lg K$ ;  $K = \frac{D_\phi}{D}$  – для плоских приварных и приварных

встык фланцев (см. рис. 6.3);

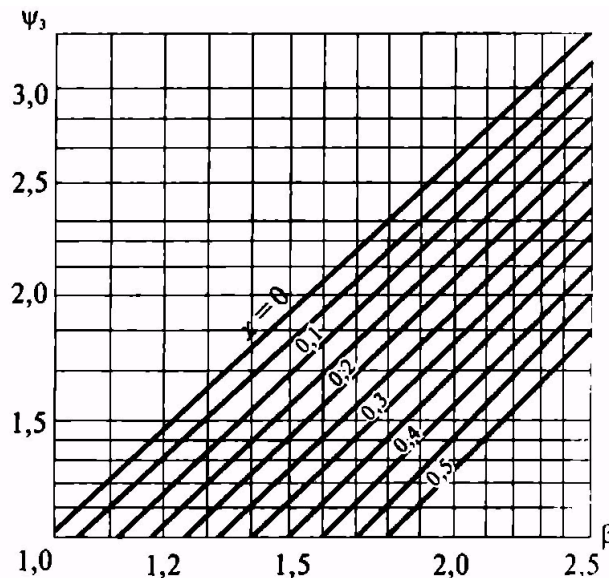


Рис. 6.7. График для определения коэффициента  $\psi_3$

– максимальное напряжение в сечении  $S_0$

$$\sigma_0 = \psi_3 \sigma_1; \quad (6.51)$$

– окружное напряжение в кольце фланца от действия  $M_0$ , МПа,

$$\sigma_k = \frac{M_0 [1 - \omega(1 + 0,9\lambda)] \psi_2}{Dh^2}, \quad (6.52)$$

где  $\psi_2 = \frac{K+i}{K-1}$  – безразмерный параметр;

– напряжение во втулке фланца от внутреннего давления:

$$\text{тангенциальное } \sigma_x = \frac{PD}{2(S_0 - C)}; \quad (6.53)$$

$$\text{меридиональное } \sigma_y = \frac{PD}{4(S_0 - C)}; \quad (6.54)$$

– условие прочности фланца:

а) в сечении  $S_1$

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_k^2 + \sigma_1 \sigma_k} \leq [\sigma_1]; \quad (6.55)$$

б) в сечении  $S_0$

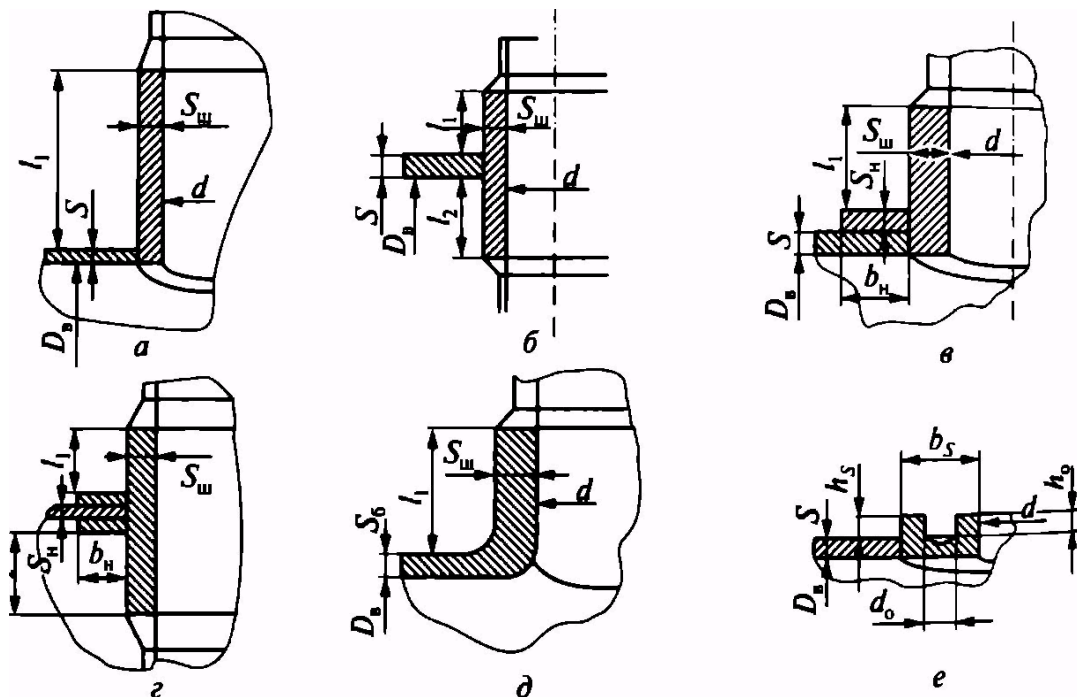
$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_y)^2 + \sigma_x^2 - (\sigma_0 + \sigma_y)\sigma_x} \leq \varphi[\sigma_2]. \quad (6.56)$$

Если не соблюдается любое из условий (6.55) или (6.56), следует увеличить толщину фланца  $h$ .

## 6.4. Расчёт укреплений отверстий

Необходимые отверстия для штуцеров и люков в стенках корпуса, крышки, днища сварного аппарата ослабляют стенки. Поэтому большинство отверстий в конструкциях укрепляют.

На рис. 6.8 показаны типовые конструкции укреплений отверстий в стенках сварных аппаратов. Наиболее рациональным и поэтому предпочтительным является укрепление патрубком штуцера (рис. 6.8, типы *a* и *б*).



**Рис. 6.8. Расчётные схемы для различных конструкций укрепления отверстий в стенках аппаратов, работающих при статических нагрузках:**

- a* – укрепление односторонним штуцером; *б* – двусторонним штуцером;
- в* – односторонним штуцером и накладкой; *г* – двусторонним штуцером и двумя накладками; *д* – отбортовкой и штуцером; *е* – бобышкой

Изложенная ниже методика укрепления одиночных отверстий в стенках аппаратов из пластичных материалов, работающих при статических нагрузках, применяется при следующих условиях:

- для круглых отверстий в стенках цилиндрических обечаек и сферических и эллиптических днищ

$$\frac{d}{D_B} \leq 0,6; \frac{S}{D_B} \leq 0,05;$$

– для круглых отверстий в стенках конических обечаек и днищ

$$\frac{d}{D_B} \leq 0,6 \cos \alpha; \frac{S}{D_B} \leq 0,05 \cos \alpha,$$

где  $\alpha$  – половина угла при вершине конуса; остальные параметры на рис. 6.8;

– для овальных отверстий

$$\frac{d'_2}{d'_1} \leq 1 + 2 \frac{\sqrt{D_B(S-C)}}{d_1},$$

где  $d'_1, d'_2$  – длины меньшей и большей осей овального отверстия. При расчёте укрепления овальных отверстий используют параметр  $d$  – длину большей оси овального отверстия, т.е.  $d = d'_2$ .

Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияние, что возможно, когда расстояние между центральными осями соответствующих штуцеров удовлетворяет условию

$$A_d \geq 0,7(d_1 + d_2) + S_{ш1} + S_{ш2}, \quad (6.57)$$

где  $A_d$  – расстояние между осями штуцеров, м;  $d_1, d_2$  – внутренние диаметры первого и второго штуцеров, м;  $S_{ш1}, S_{ш2}$  – толщина стенки первого и второго штуцеров, м.

Если расстояние  $A$  между двумя смежными отверстиями будет меньше  $A_d$ , то расчёт укреплений можно производить так же, как для одиночного отверстия с условным диаметром

$$d_y = A + 0,5(d_1 + d_2) + 2C, \quad (6.58)$$

где  $C$  – конструктивная прибавка, м.

Наибольший допустимый диаметр  $d_d$ , м, одиночного отверстия в стенке, не требующего дополнительного укрепления, определяется по формуле

$$d_d = 2 \left[ \left( \frac{S-C}{S'} - 0,8 \right) \sqrt{D_B(S-C)} - C \right], \quad (6.59)$$

где  $S'$  – номинальная расчётная толщина стенки корпуса аппарата без конструктивной прибавки и при  $\varphi_{ш} = 1$ , м;  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва.

Если диаметр отверстия  $d < d_d$ , то укрепления отверстия (и соответственно дальнейшего расчёта) не требуется. Если  $d > d_d$ , то необходимо выбрать тип укрепления и для него выполнить изложенные ниже условия.

В случае приварки штуцера или трубы к стенке аппарата по схемам *a* и *б* на рис. 6.8 (наиболее часто встречающийся случай при конструировании) укрепление отверстия этим штуцером является достаточным, если соблюдаются условия:

– при одностороннем штуцере (схема *a*)

$$(d - d_d)S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{ш} - S'_{ш} - C); \quad (6.60)$$

– при двустороннем штуцере (схема *б*)

$$(d - d_d)S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{ш} - S'_{ш} - C) + 2l_2(S_{ш} - 2C), \quad (6.61)$$

где  $S'_{ш}$  – номинальная расчётная толщина стенки штуцера (без прибавок и при  $\varphi = 1$ ), м.

При несоблюдении условий (6.60), (6.61) в соединение необходимо вводить дополнительные укрепления в виде местного утолщения стенки штуцера, местного утолщения укрепляемой стенки или накладки. Толщину стенки штуцера, участвующей в укреплении, исходя из рациональной сварки, не рекомендуется увеличивать более чем до  $2S$ .

При укреплении отверстия штуцером и накладкой первоначальная толщина стенки не увеличивается, а толщину укрепляющей накладки  $S_n$  принимают равной толщине стенки  $S$ .

Укрепление в этом случае обеспечивается при условиях:

для схемы *в* (рис. 6.8)

$$(d - d_d)S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{ш} - S'_{ш} - C) + 2(b_n + S_{ш} - S'_{ш} - C)S_n; \quad (6.62)$$

для схемы  $z$

$$(d - d_d)S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C) + 2l_2(S_{\text{ш}} - 2C) + 2(b_{\text{н}} + S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C)S_{\text{н}}. \quad (6.63)$$

Если условия (6.62) или (6.63) не будут выполнены, то необходимо увеличить толщину стенки штуцера  $S_{\text{ш}}$  (до  $S_{\text{ш}} < 2S$ ), либо толщину накладки  $S_{\text{н}}$  (в тех же пределах), либо то и другое до соблюдения указанных условий.

При приварке штуцера или трубы к отбортованной стенке по схеме  $d$  (рис. 6.8) укрепление отверстий отбортовкой и штуцером является достаточным, если соблюдено условие

$$(d + 2S_6 - d_d)S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C). \quad (6.64)$$

Следует иметь в виду, что толщина отбортовки  $S_6$  из технологических соображений может быть не более  $0,8S$ , чем и ограничивается применение таких укреплений.

Укрепление отверстий бобышкой по схеме  $e$  (рис. 6.8) является достаточным, если соблюдено условие

$$(d - d_d)S' \leq 2[(b_{\text{н}} - S'_{\text{ш}} - C)h_s - d_0h_0]. \quad (6.65)$$

Ширина накладки  $b_{\text{н}}$  (или бобышки) рассчитывается по формуле

$$b_{\text{н}} = \sqrt{D_{\text{в}}(S - C)}. \quad (6.66)$$

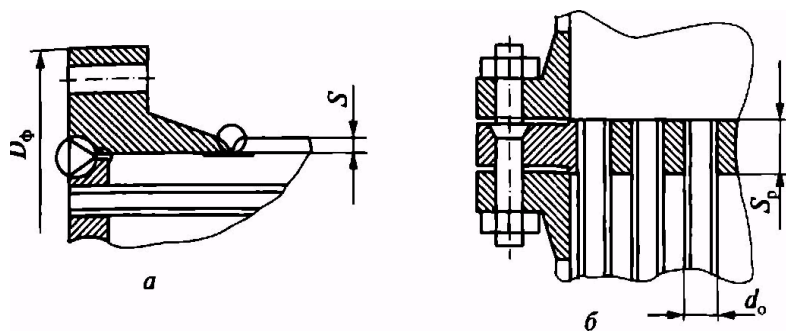
## 6.5. Расчёт трубных решёток

Одним из основных элементов кожухотрубных теплообменников и греющих камер выпарных аппаратов являются трубные решётки, в которых закрепляются трубы. Наиболее рационально по плотности упаковки труб размещение их по вершинам равносторонних треугольников. Размещение по вершинам квадратов удобнее при необходимости чистки межтрубного пространства.

Расчёт толщины трубной решётки зависит от её конструкции и конструктивной схемы аппарата. С точки зрения конструкции трубной решётки и её расчёта их можно разделить на два типа (рис. 6.9):

– трубные решётки, приваренные к корпусу аппарата, используются в кожухотрубных теплообменниках жёсткой конструкции с температурным компенсатором или расширителем на кожухе;

– трубные решётки, закреплённые фланцевым соединением, используются в теплообменниках с плавающей головкой и *U*-образными трубами.



**Рис. 6.9. Варианты крепления трубной решетки:**

*a* – сваркой; *б* – фланцевым соединением

При расчёте трубной решётки применяется упрощенный метод расчёта, а при необходимости – уточненный.

Для расчёта толщины трубной решётки определяют вспомогательные величины:

– относительную характеристику беструбного края

$$m_n = a/a_1,$$

где  $a$  – внутренний радиус кожуха, мм;  $a_1$  – расстояние от оси кожуха до наиболее удалённой трубы;

– коэффициенты влияния давления на трубную решётку

$$\eta_m = 1 - \frac{id_t^2}{4a_1^2}; \quad \eta_r = 1 - \frac{i(d_t - 2S_t)^2}{4a_1^2},$$

где  $i$  – число труб;  $d_t$  – наружный диаметр трубы;  $S_t$  – толщина стенки трубы;

– коэффициент ослабления трубной решётки

$$\phi_p = 1 - \frac{d_0}{t_p},$$

где  $d_0$  – диаметр отверстия в решетке;  $t_p$  – шаг расположения отверстий в решётке;

– коэффициент жёсткости перфорированной плиты  $\psi_0$  определяется по табл. 6.4 в зависимости от  $\eta_T$ ;

#### 6.4. Зависимость коэффициента жёсткости перфорированной плиты

$\eta_T$	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
$\psi_0$	0,15	0,20	0,25	0,30	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

– модуль упругости основания (системы труб)

$$K_y = \frac{E_T (\eta_T - \eta_M) d_0}{l},$$

где  $E_T$  – модуль продольной упругости материала труб, МПа;  $l$  – половина длины труб, мм;

– приведённое отношение жесткости труб к жёсткости кожуха:

$$\rho = \frac{K_y a_1 l}{E_k S_k},$$

где  $E_k$  – модуль продольной упругости материала кожуха, МПа;  $S_k$  – толщина стенки кожуха, мм;

– коэффициенты жёсткости системы трубы – кожух:

а) для теплообменников с неподвижными трубными решетками  $K_d = 1$ ,  $K_p = 1$ ;

б) для теплообменников с компенсатором на кожухе

$$K_d = 1 + \frac{\pi a E_k S_k}{l K_k}, \quad K_k = \frac{E_{\text{ком}} \delta_k^3}{n_{\text{ком}} d_k^2} A_k,$$

где  $K_k$  – коэффициент жёсткости компенсатора;  $E_{\text{ком}}$  – модуль продольной упругости материала компенсатора, МПа;  $\delta_k$  – толщина стенки компенсатора, мм;  $A_k$  есть функция от  $\beta_k = d_k / D_k$  и находится по табл. 6.5;  $D_k, d_k$  – соответственно наружный и внутренний диаметры компенсатора, мм;

в) для теплообменников с расширителем на кожухе коэффициенты  $K_d$  и  $K_p$  можно найти в ОСТ 26.1185–81;



### 6.5. Зависимость $A_k$ от $\beta_k$

$\beta_k$	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58
$A_k$	23,4	26,0	29,0	32,3	65,9	40,1	44,8	50,0
$\beta_k$	0,59	0,60	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	0,66
$A_k$	56,0	62,7	70,3	78,9	88,8	100	113	128
$\beta_k$	0,67	0,68	0,69	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74
$A_k$	145	164	187	214	245	281	324	
$\beta_k$	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82
$A_k$	436	509	597	704	834	996	1197	1451

– приведённые давления

$$P_0 = [\alpha_k(t_k - t_0) - \alpha_T(t_T - t_0)]K_y l + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_{II}(m_{II} + 0,5\beta K_d)] \cdot P_T - \\ - [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_{II}(m_{II} + 0,3\rho\beta K_p)] \cdot P_M,$$

где  $m_{cp} = \frac{0,5i(d_T - S_T)^2}{a_1^2}$ ;  $\alpha_k$ ,  $\alpha_T$  – коэффициенты линейного расширения мате-

риалов соответственно кожуха и труб,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $t_k$ ,  $t_T$ ,  $t_0 \approx 20^\circ\text{C}$  – соответственно средняя температура стенки кожуха, стенок труб и температура сборки аппарата,  $^\circ\text{C}$ ;  $P_T$ ,  $P_M$  – расчётные давления соответственно в трубном пространстве и

межтрубном, МПа;  $\beta = \frac{1,8}{S_p} \sqrt[4]{\frac{K_y S_p}{\psi_0 E_p}}$ ;  $S_p$  – толщина трубной решётки, мм;  $E_p$  –

модуль упругости материала трубной решётки, МПа.

*Упрощённый расчёт* выполняют для аппаратов, предназначенных для работы под давлением до 3,4 МПа и при перепаде температур труб и кожуха не

более  $40^\circ\text{C}$ , а также при  $\frac{a - a_1}{S_p} \leq 3$ .

Толщина трубной решётки

$$S_p = \frac{f_1 S_k}{(\eta_T - \eta_M) + C}, \quad (6.67)$$

где  $f_1 = f(A', B')$  – вспомогательная функция (рис. 6.10),  $C$  – конструктивная

прибавка, мм;  $A' = \frac{0,5P_o}{[\sigma]_p \phi_p}$ ;  $B' = \frac{\psi_o l}{S_k}$ ;  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение для материала решётки в условиях малоциклового напряжения, МПа;  $\phi_p = 1 - \frac{d_o}{t_p}$  – коэффициент ослабления трубной решётки.

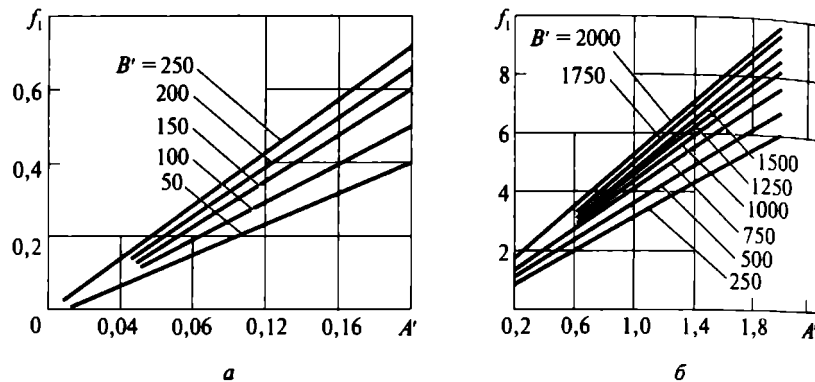


Рис. 6.10. Зависимость  $f_1 = f(A', B')$ :

$$a - B' = 50-250; \quad б - B' = 250-2000$$

Для аппаратов, у которых трубная решётка закрепляется фланцевым соединением (аппараты с U-образными трубами, плавающей головкой и компенсатором на плавающей головке), расчёт толщины трубной решётки, мм, ведётся по формуле

$$S_p = \frac{D_{\text{сн}}}{4,2} \sqrt{\frac{P}{\phi_p [\sigma]_p}} + C, \quad (6.68)$$

где  $D_{\text{сн}}$  – средний диаметр прокладки, мм;  $P = \max\{P_M; P_T; P_T - P_M\}$ ;  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение для материала решётки, МПа.

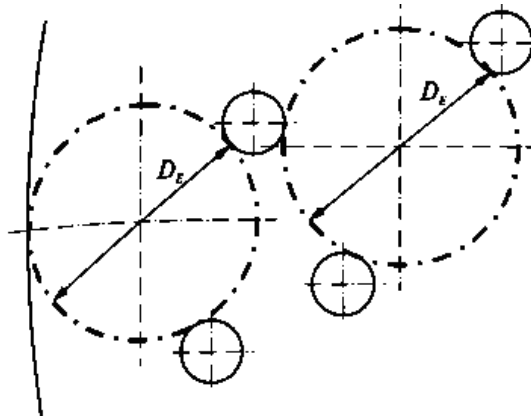
Расчётная толщина трубной решётки должна обеспечивать возможность крепления труб в решётке и во всех случаях отвечать условию

$$S_p \geq 0,5 D_E \sqrt{\frac{P_T - P_M}{[\sigma]_p}} + C, \quad (6.69)$$

где  $D_E$  – максимальный диаметр окружности, вписанный в площадь решётки, не занятой трубами, мм (рис. 6.11).

Толщина решётки, выполненной за одно целое с фланцем, должна быть

не менее толщины кольца ответного фланца.



**Рис. 6.11. Схема определения диаметра окружности, вписанной в беструбную зону**

Для аппаратов, многоходовых по трубному пространству, толщина трубной решётки в сечении канавки для перегородки в распределительной камере определяется как

$$S_{\Pi} \geq (S_p - C) \max \left[ 1 - \sqrt{\frac{d_o}{b_{\Pi}} \left( \frac{t_{\Pi}}{t_p} - 1 \right)}; \sqrt{\phi_p} \right] + C, \quad (6.70)$$

где  $t_{\Pi}$  – шаг расположения отверстий в зоне паза (канавки), мм;  $b_{\Pi}$  – ширина паза под прокладку, мм.

В случае, если конструкция не отвечает требованиям, изложенным в начале упрощенного расчёта, проводят уточнённый расчёт.

Условие прочности крепления трубы в трубной решётке

$$N_T \leq [N]_{\text{тр}}. \quad (6.71)$$

Осевое усилие в трубе, Н,

$$N_T = \frac{\pi a_1^2}{i} [(\eta_M P_M - \eta_T P_T) + f_o P_o], \quad (6.72)$$

где  $f_o = 0,4$  – для аппаратов с неподвижными трубными решётками;  $i$  – число труб.

Допускаемые нагрузки на соединение трубы с решёткой,  $[N]_{\text{тр}}$ , Н,

– для случая развальцовки

$$[N]_{\text{тр}} = \pi d_{\text{тв}} l_{\text{в}} [q], \quad (6.73)$$

где  $l_{\text{в}}$  – глубина развальцовки труб, мм;  $[q] = 14,7$  МПа для гладкозавальцованных труб;  $[q] = 29,4$  МПа для труб, завальцованных в пазы;  $[q] = 39,2$  МПа для труб, завальцованных с отбортовкой;

– для случая приварки и приварки с подвальцовкой

$$[N]_{\text{тр}} = \pi d_{\text{т}} \delta \varphi_{\text{с}} \min \{ [\sigma]_{\text{т}}; [\sigma]_{\text{р}} \}, \quad (6.74)$$

где  $\varphi_{\text{н}} = \min \{ 0,5; (0,95 - 0,2 \lg N) \}$ ;  $[\sigma]_{\text{т}}, [\sigma]_{\text{р}}$  – допускаемые напряжения для материала соответственно трубы и решётки, МПа;  $\delta$  – высота сварного шва в месте приварки трубы к решётке, мм;

– для случая развальцовки с обваркой

$$[N]_{\text{тр}} = d_{\text{тв}} l_{\text{в}} [q] + 1,9 d_{\text{т}} \delta \varphi_{\text{с}} \min \{ [\sigma]_{\text{т}}; [\sigma]_{\text{р}} \}. \quad (6.75)$$

## 6.6. Проверка необходимости установки температурных компенсаторов

Кроме напряжений, возникающих под действием сил давления и различных внешних нагрузок, в аппаратах, особенно теплообменниках, могут возникнуть дополнительные, температурные напряжения, напряжения, обусловленные неодинаковыми температурными удлинениями жёстко соединённых деталей. Если суммарные напряжения больше допустимых, в аппаратах следует установить компенсаторы.

Как показала теория и практика, в теплообменных аппаратах жёсткой конструкции установка температурных компенсаторов не обязательна, если разность средних температур теплоносителей не превышает 30 °С. В остальных случаях следует проверить необходимость установки компенсаторов.

Компенсаторы приваривают к кожуху теплообменного аппарата и трубопроводам с предварительным растяжением или сжатием (в зависимости от условий работы) для увеличения в 2 раза его компенсирующей способности.

Большое распространение получили линзовые компенсаторы. Такие компенсаторы, применяемые в теплообменниках типа К и «труба в трубе», стандартизованы для давления  $P_y > 2,5$  МПа и температуры от  $-70$  до  $700$  °С.

Для определения необходимости установки компенсаторов используют формулы:

– для труб

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{т}}}{\pi(d_{\text{т}} - S_{\text{т}})S_{\text{т}}} < [\sigma]_{\text{тр}} \quad (6.76)$$

где  $[\sigma]_{\text{тр}}$  – допускаемое напряжение для материала труб, МПа; значение  $N_{\text{т}}$  находится по (1.78);

– для кожуха

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{S_{\text{к}}} < [\sigma]_{\text{к}} \quad (6.77)$$

где

$$Q_{\text{к}} = 0,5a \left( P_{\text{т}} - \frac{P_{\text{о}}}{1 + \rho K_{\text{д}}} \right), \text{ Н/мм}; \quad (6.78)$$

где  $K_{\text{д}} = 1$  – для аппаратов с неподвижными трубными решётками;  $[\sigma]_{\text{к}}$  – допускаемое напряжение для материала кожуха, МПа.

В случае невыполнения (6.76), (6.77) установка температурного компенсатора обязательна.

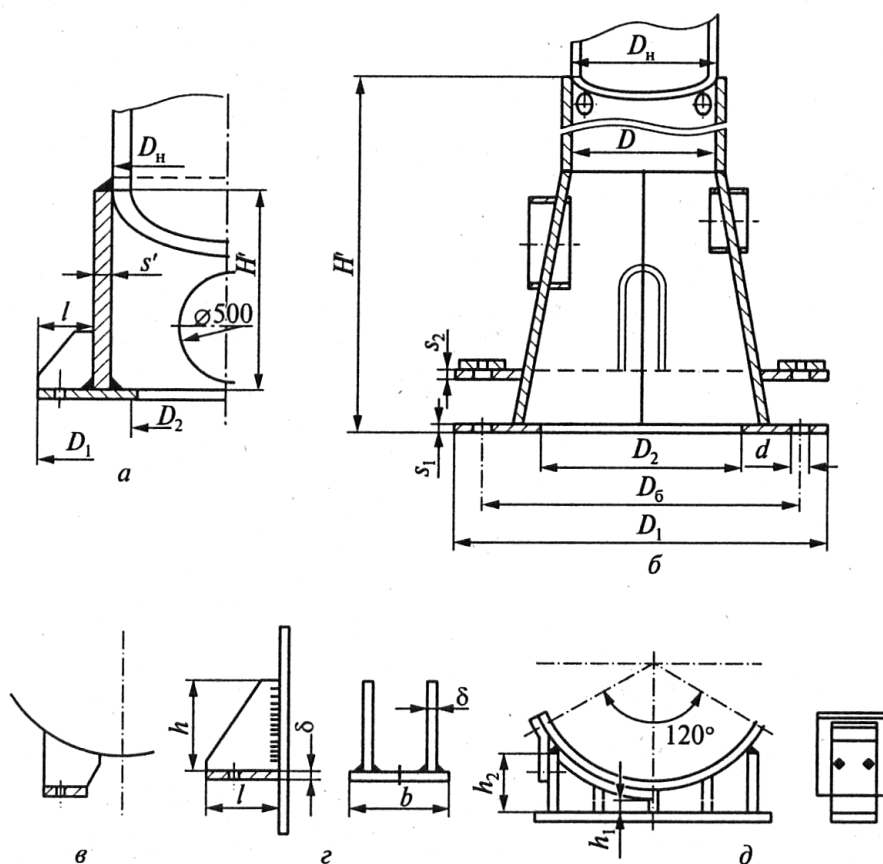
## 6.7. Расчёт опор аппаратов

Установка аппаратов на фундамент осуществляется преимущественно с помощью опор. Непосредственно на фундаменты устанавливаются лишь аппараты с плоским днищем, предназначенные главным образом для работы под налив.

В зависимости от рабочего положения аппарата различают опоры для вертикальных аппаратов и опоры для горизонтальных аппаратов.

При установке вертикальных аппаратов на открытой площадке, когда от-

ношение высоты опоры к диаметру аппарата  $H/D \geq 5$ , рекомендуется применять цилиндрические или конические опоры (рис. 6.12, а, б) высотой  $H'$  не менее 600 мм.



**Рис. 6.12. Типы опор аппаратов:**

а – цилиндрическая опора; б – коническая опора; в – стойки; г – лапы; д – седловая опора

Для аппаратов с эллиптическими днищами, устанавливаемых на фундамент внутри помещения, а также при  $H/D < 5$  рекомендуется применять опоры, изображенные на рис. 6.12, в. При подвеске аппаратов между перекрытиями или при установке их на специальные опорные конструкции применяют лапы (рис. 6.12, г). Опоры для горизонтальных цилиндрических аппаратов могут быть съемными (рис. 6.12, д, слева) или жестко соединенными с аппаратом (рис. 6.12, д, справа). Последние бывают двух типов.

Тип 1 предназначен для аппаратов с наружным диаметром не более 630 мм и имеет два исполнения в зависимости от количества отверстий под фундаментные болты (рис. 6.13). Опора состоит из гнутой стойки, двух ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по табл. 6.6 в зависи-

мости от наружного диаметра кожуха с последующей проверкой по допустимой нагрузке.

### 6.6. Размеры седловых опор типа 1, мм (ОСТ 26-1265-75)

$D_H/D_{BH}$	$s_1$	$s_2$	$R$	$L$	$l$	$h$	$B$	$B_2$	$A$	$Q$ , кН
159/–	6	10	84	180	90	75	120	140	140	16
273/–	6	10	141	290	190	100	120	140	250	20
325/–	6	10	167	400	240	125	180	230	330	20
–/400	8	14	222	400	240	135	180	220	330	50
–/600	10	16	322	600	340	200	160	230	450	80

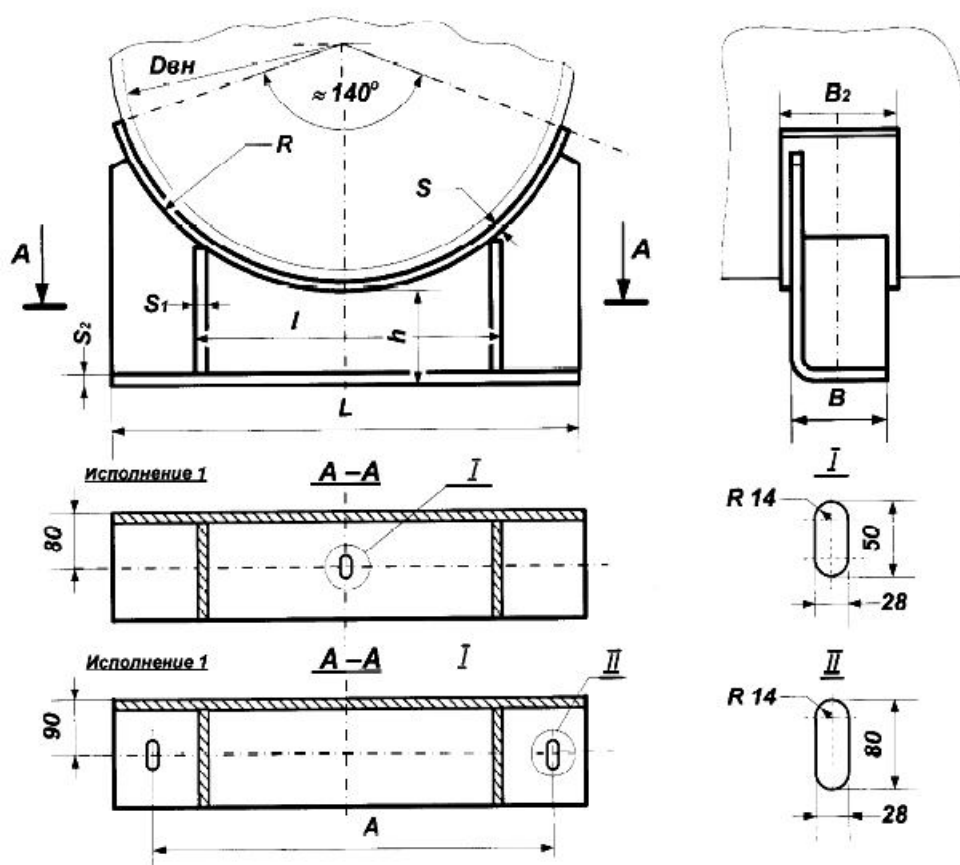


Рис. 6.13. Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха  $D_H = 159 \div 630$  мм, тип 1 (к табл. 6.6)

Опоры типа 2 предназначены для аппаратов диаметром 800 мм и более. Они имеют два исполнения в зависимости от допускаемой нагрузки. Опора типа 2 (рис. 6.14) состоит из стойки, основания, трёх рёбер жёсткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по табл. 6.7.

### 6.7. Размеры седловых опор типа 2, мм (ОСТ 26-1265-75)

$D_{\text{вн}}$	Исполнение	$s_1$	$s_2$	$R^*$	$L$	$l$	$B$	$B_2$	$A$	$Q$ , кН
800	1	8	14	422	740	730	250	360	500	80
	2	14	18							160
1000	1	8	14	522	1000	980	250	360	650	125
	2	14	18							200
1200	1	8	14	622	1100	1080	250	360	800	125
	2	12	18							200
1400	1	8	14	722	1250	1230	250	400	950	160
	2	12	20							250

\* Значение  $R$  дано для опорных листов толщиной 6–12 мм.

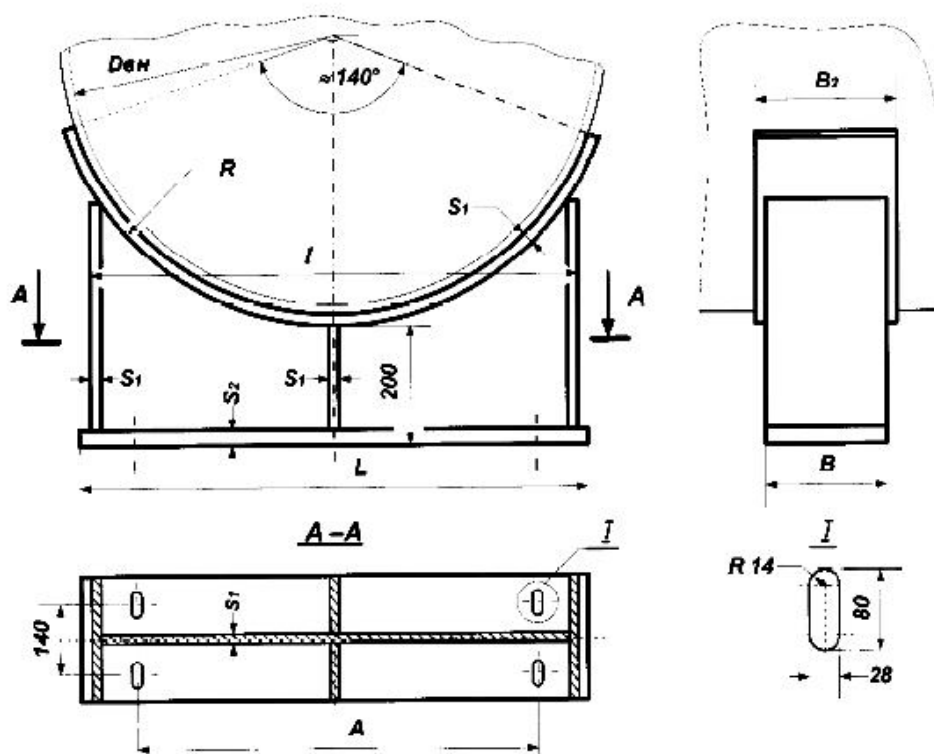


Рис. 6.15. Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха более 799 мм, тип 2 (к табл. 6.7)

В случае применения седловых опор их число должно быть не менее двух. При этом одна опора должна быть неподвижной, остальные – подвижными. Подвижная опора для температурной компенсации может скользить по фундаменту за счёт овальной формы болтовых отверстий и зазора между гайкой и основанием шириной 1–2 мм. Расстояние между неподвижной и подвиж-



ной опорами выбирается так, чтобы температурные удлинения аппарата между смежными опорами не превышали 35 мм.

Детали седловых опор сваривают между собой сплошными односторонними угловыми или тавровыми швами, а опорный лист приваривается к деталям опоры прерывистым угловым швом. К корпусу теплообменника опорный лист может привариваться внахлестку прерывистым швом.

При расчёте лап определяют размеры рёбер. Отношение вылета ребра к его высоте  $l/h$  (рис. 6.12, *з*) рекомендуется принимать равным 0,5. Толщину ребра определяют по формуле

$$\delta = \frac{2,24G}{KnZl[\sigma]} + C, \quad (6.79)$$

где  $G$  – максимальный вес аппарата, МН (обычно бывает при гидроиспытаниях);  $n$  – число лап;  $Z$  – число рёбер в одной лапе (одно или два);  $l$  – вылет опоры, м;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на сжатие (можно принимать равным 100 МПа). Коэффициент  $K$  вначале принимают равным 0,6, а затем уточняют по графику (рис. 6.16).

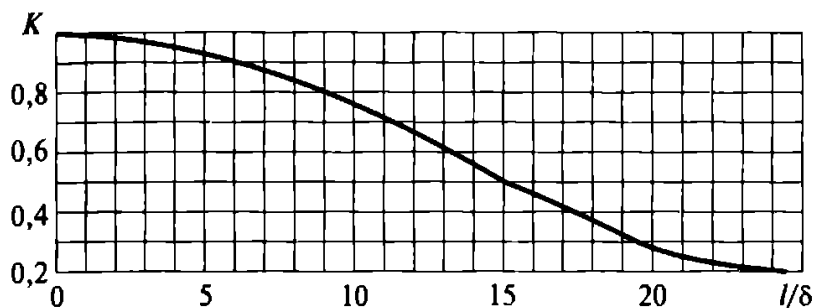


Рис. 6.16. График для определения коэффициента  $K$

Толщину опорной части принимают не менее толщины ребра  $d$ .

Прочность сварных швов должна отвечать условию

$$G/n \leq 0,7L_{\text{ш}}h_{\text{ш}}[\tau]_{\text{ш}}, \quad (6.80)$$

где  $L_{\text{ш}}$  – общая длина сварных швов, м;  $h_{\text{ш}} = 0,008$  – катет сварного шва;  $[\tau]_{\text{ш}} \approx 80$  МПа – допускаемое напряжение материала шва на срез.

Расчёт седловых опор (рис. 6.12, *д*) сводится в основном к выбору числа опор и проверке необходимости установки (приварки) накладки к аппарату под

опорную поверхность опоры. В химической промышленности обычно устанавливают две – три опоры. Ниже приведены расчётные зависимости для аппаратов с двумя седловыми опорами (рис. 6.17).

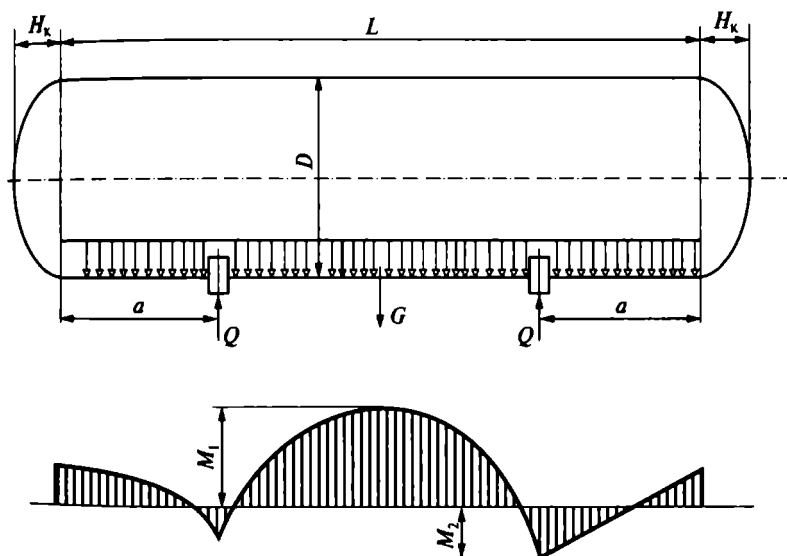


Рис. 6.17. Расчетные нагрузки в горизонтальных аппаратах, установленных на двух седловых опорах

Реакция опоры для аппарата, установленного на двух опорах,

$$Q = 0,5G,$$

где  $G$  – вес аппарата в рабочем состоянии, МН.

Изгибающий момент в середине аппарата

$$M_1 = Q(f_1 L - a). \quad (6.81)$$

Изгибающий момент в сечении под опорой

$$M_2 = \frac{Qa}{f_2} \left(1 - \frac{a}{L} + 0,5f_2 \frac{D}{a} - f_2\right), \quad (6.82)$$

где  $f_1, f_2$  – коэффициенты, принимаемые по рис. 6.18 в зависимости от параметров  $L/D$  и  $H_k/D$ .

Изгибающий момент в сечении над приварной седловой опорой в случае её скольжения по опорной плите

$$M_2' = M_2 + 0,08Q(h_1 + h_2), \quad (6.83)$$

где  $h_1, h_2$  – наибольшая и наименьшая высота рёбер опоры (см. рис. 6.12, д).

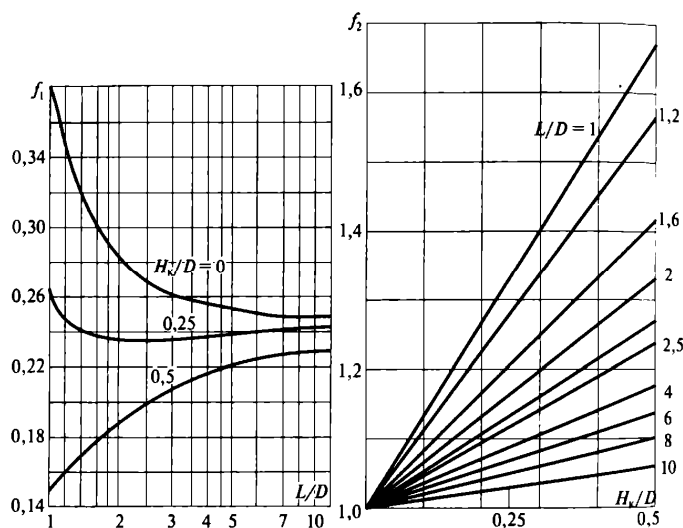


Рис. 6.18. Графики для определения коэффициентов  $f_1$  и  $f_2$

Прочность стенки аппарата от совместного действия внутреннего давления  $P$  и изгиба от реакции опор проверяется в двух сечениях: посередине пролёта

$$\sigma_1 = \frac{PD}{4(s - C)} + 1,275 \frac{M_1}{D^2(s - C)} \leq \varphi[\sigma] \quad (6.84)$$

и над опорой

$$\sigma_2 = \frac{PD}{4(s - C)} + 1,275 \frac{M_2}{K_\delta D^2(s - C)} \leq \varphi[\sigma], \quad (6.85)$$

где  $K_\delta = f(\delta)$  – коэффициент для обечаек, не укреплённых кольцами жёсткости в опорном сечении, определяемый по рис. 6.19 в зависимости от  $\delta$  (угла обхвата аппарата седловой опорой); при установке в обечайки колец жёсткости в опорном сечении аппарата  $K_\delta = 1$ ;  $s$  – толщина стенки аппарата, м;  $C$  – конструктивная прибавка, м;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для материала корпуса.

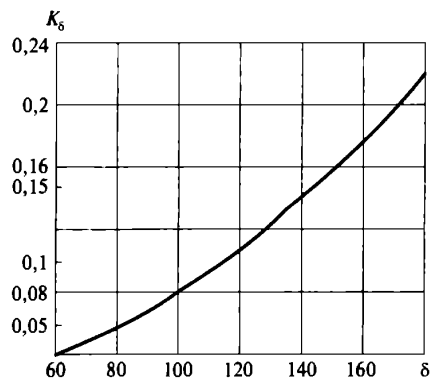


Рис. 6.19. График для определения коэффициента  $K_\delta$

В случае невыполнения условия (6.80) необходима установка трех опор, а в случае невыполнения условия (6.81) – установка (приварка) накладки к аппарату под опорную поверхность опоры. Толщину накладки обычно принимают равной толщине стенки корпуса аппарата.

При наличии колец жёсткости на корпусе аппарата и числе опор более двух расчёт ведётся по формулам, приведённым в [35].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения курсовой работы по дисциплине «Конструирование энергетического оборудования и установок» студенты закрепляют и расширяют имеющиеся теоретические и практические знания по дисциплине, технически грамотно оформляют результаты проделанной работы.

Данный этап работы позволяет развить самостоятельность и выявить подготовленность для работы в условиях современного производства.

В ходе выполнения курсовой работы магистранты приобретают следующие навыки и профессиональные компетенции (ПК):

- способность формулировать задания на разработку проектных решений, связанных с модернизацией технологического оборудования, мероприятиями по улучшению эксплуатационных характеристик, повышению экологической безопасности, улучшению условий труда, экономии ресурсов (ПК-10);

- готовность выбирать серийное и проектировать новое энергетическое, теплотехническое и теплотехнологическое оборудование, системы и сети (ПК-15);

- готовность к организации работы по осуществлению авторского надзора при изготовлении, монтаже, наладке, испытаниях и сдаче в эксплуатацию выпускаемых изделий и объектов (ПК-29).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуков, Н.П. Энергообеспечение предприятий: курсовое и дипломное предприятие: учеб. пособие / Н.П. Жуков, В.И. Ляшков, А.А. Балашов. – Тамбов: ТГТУ, 2009. – 80 с.
2. Рекомендации по выполнению выпускных работ в электронной форме. – Тамбов: ТГТУ, 2010. – 8 с.
3. ГОСТ 2.302–68. Единая система конструкторской документации. Масштабы. – Введ. 1971–01–01. – М.: Стандартиформ, 2007. – 3 с.
4. ГОСТ 2.303–68. Единая система конструкторской документации. Линии. – Введ. 1971–01–01. – М.: Стандартиформ, 2007. – 8 с.
5. ГОСТ 2.304–81. Единая система конструкторской документации. Шрифты чертежные. – Введ. 1982–01–01. – М.: Стандартиформ, 2007. – 22 с.
6. ГОСТ 2.104–2006. Единая система конструкторской документации. Основные надписи. – Введ. 2006–09–01. – М.: Стандартиформ, 2007. – 18 с.
7. ГОСТ 2.701–2008. Единая система конструкторской документации. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению. – Введ. 2009–07–01. – М.: Стандартиформ, 2009. – 14 с.
8. ГОСТ 2.106–96. Единая система конструкторской документации. Текстовые документы. – Введ. 1997–07–01. – Минск: Изд-во стандартов, 1997. – 32 с.
9. ГОСТ 2.305–2008. Единая система конструкторской документации. Изображения – виды, разрезы, сечения. – Введ. 2009–07–01. – М.: Стандартиформ, 2009. – 18 с.
10. ГОСТ 2.306–68. Единая система конструкторской документации. Обозначения графические материалов и правила их нанесения на чертежах. – Введ. 2009–07–01. – М.: Стандартиформ, 2007. – 7 с.
11. ГОСТ 2.307–2011 Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений. – Введ. 2012–01–01. – М.: Стандартиформ, 2012. – 24 с.

12. ГОСТ 2.316–2008. Единая система конструкторской документации. Правила нанесения надписей, технических требований и таблиц на графических документах. – Введ. 2009–07–01. – М.: Стандартинформ, 2009. – 6 с.
13. ГОСТ 2.704–2011. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем. – Введ. 2012–01–01. – М.: Стандартинформ, 2012. – 16 с.
14. ГОСТ 21.403–80. Система проектной документации для строительства. Обозначения условные графические в схемах. Оборудование энергетическое. – Введ. 1981–07–01. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 35 с.
15. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник. (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн.4) / под общей ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 632 с.
16. Установка утилизации тепла дымовых газов / Н.Ф. Свиридов, Р.Н. Свиридов, И.Н. Ивуков, Б.Л. Терк // Энергосбережение. – 2002. – № 4. – С. 46 – 48.
17. Краснов, В.И. Повышение эффективности теплоснабжения зданий и сооружений путём замены в ЦТП кожухотрубных теплообменников на пластинчатые / В.И. Краснов // Энергобезопасность в документах и фактах. – 2006. – № 2. – С. 9 – 13.
18. Теплообменники труба в трубе. – Режим доступа: [http://old.tambovmash.ru/pages/products\\_proizw\\_teploobmenniki\\_truba\\_v\\_trube.shtml](http://old.tambovmash.ru/pages/products_proizw_teploobmenniki_truba_v_trube.shtml)
19. Савельев, Н.И. Расчёт и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов: учеб. пособие / Н.И. Савельев, П.М. Лукин. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2010. – 80 с.
20. Теплообменники. Инжиниринговая компания «ЛОТОС». – Режим доступа: <http://www.lotus1.ru/katalog-teploobmennogo-oborudovaniya-primenyaemogo-v-rf/204>
21. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, Л.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.

22. ГОСТ 15119–79. Испарители кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 24 с.

23. ГОСТ 15120–79. Холодильники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 25 с.

24. ГОСТ 15121–79. Конденсаторы кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 24 с.

25. ГОСТ 15122–79. Теплообменники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 26 с.

26. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учебное пособие для вузов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – 13-е изд., стер., перепечатка с изд. 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2006. – 576 с.

27. Машины и аппараты химических производств: Примеры и задачи: учеб. пособие для вузов / И.В. Доманский [и др.]; под ред. В. Н. Соколова. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.

28. Орлов, В.Н. Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов: учеб. пособие / В.Н. Орлов. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2005. – 136 с.

29. Иоффе, И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии / И.Л. Иоффе. – Л.: Химия, 1991. – 352 с.

30. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию: учеб. пособие для вузов / Г.С. Борисов [и др.]; под ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1983. – 272 с.

31. Разборные пластинчатые теплообменники. – Режим доступа: [http://www.ridan.ru/products/plastinchatye\\_teploobmenniki/razbornye\\_plastinchatye\\_teploobmenniki](http://www.ridan.ru/products/plastinchatye_teploobmenniki/razbornye_plastinchatye_teploobmenniki)



32. Виноградов, С.Н. Выбор и расчёт теплообменников: учеб. пособие / С.Н. Виноградов, К.В. Таранцев, О.С. Виноградов. – Пенза: Изд-во ПГУ, 2001. – 100 с.
33. СП 41–101–95. Своды правил по проектированию и строительству. Проектирование тепловых пунктов. – Введ. 1996–07–01. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 52 с.
34. Поникаров, И.И. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): учеб. пособие / И.И. Поникаров, С.И. Поникаров, С.В. Рачковский. – М.: Альфа-М, 2008. – 720 с.
35. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: справочник / А.С. Тимонин. – Калуга, 2001. – Т.1. – 755 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	4
1.1. Методические указания по выполнению разделов пояснительной записки.....	5
1.2. Классификация теплообменников.....	7
1.3. Основные этапы проектирования теплообменников .....	12
2. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ .....	15
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ».....	17
3.1. Общие сведения.....	17
3.2. Конструктивный расчёт рекуперативного теплообменника типа «труба в трубе» .....	19
4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА.....	23
4.1. Общие сведения .....	23
4.2. Тепловой расчёт кожухотрубного теплообменника .....	25
4.2.1. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках.....	25
4.2.2. Общее уравнение теплового баланса.....	28
4.3. Конструктивный расчёт кожухотрубного теплообменника.....	29
4.4. Поверочный расчёт кожухотрубного теплообменника .....	32
4.5. Гидравлический расчёт кожухотрубного теплообменника.....	35
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА.....	39
5.1. Общие сведения .....	39
5.2. Тепловой и гидравлический расчёты пластинчатого теплообменника .....	44
6. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	50
6.1. Расчёт толщины корпуса .....	50
6.2. Расчёт толщины крышек и днищ .....	53
6.3. Расчёт фланцевых соединений.....	59

6.4. Расчёт укреплений отверстий .....	67
6.5. Расчёт трубных решёток.....	70
6.6. Проверка необходимости установки температурных компенсаторов ...	76
6.7. Расчёт опор .....	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	85
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	86