

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Полоцкий государственный университет»

Е. М. Шестопапов

## РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

Электронный курс лекций  
для студентов специальностей  
1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств  
и предприятий строительных материалов»,  
1-48 01 03 «Химическая технология природных энергоносителей  
и углеродных материалов»

*Текстовое электронное издание*

Новополоцк  
Полоцкий государственный университет  
2022

1 – дополнительный титульный экран – сведения об издании

УДК 665.6/.7(075.8)  
ББК 65.9(2)304.13я73  
Ш52

Одобрено и рекомендовано к изданию методической комиссией  
механико-технологического факультета (протокол № 5 от 21.01.2022)

Кафедра технологии и оборудования переработки нефти и газа

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

доц., канд. техн. наук, инженер-проектировщик ИООО «Униснефтепроект» В. Б. ХАЛИЛ;  
доц., канд. техн. наук, доц. каф. технологии и оборудования переработки нефти и газа  
Полоцкого государственного университета Е. В. САФРОНОВА

**Шестопалов, Е. М.**

Расчет и конструирование оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств [Электронный ресурс] : электрон. курс лекций / Е. М. Шестопалов. – Новополоцк : Полоц. гос. ун-т, 2022. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). ISBN 978-985-531-789-1.

Электронный курс лекций включен в Государственный регистр информационного ресурса. Регистрационное свидетельство № 3612227751 от 23.02.2022 г.

Изложены основные сведения о стандартизации в области конструирования химического оборудования. Приведены краткие сведения о сталях, применяемых при изготовлении химической аппаратуры.

Рассмотрены методы расчета на прочность элементов конструкций оборудования химических предприятий. Описаны конструкции узлов современного теплообменного, колонного, реакционного и печного оборудования нефтехимических производств.

Предназначен для студентов дневной и заочной формы обучения специальностей 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов», 1-48 01 03 «Химическая технология природных энергоносителей и углеродных материалов».

УДК 665.6/.7(075.8)  
ББК 65.9(2)304.13я73

№ госрегистрации 3612227751  
ISBN 978-985-531-789-1

© Шестопалов Е. М., 2022  
© Полоцкий государственный университет, 2022

2 – дополнительный титульный экран – производственно-технические сведения

Для создания текстового электронного издания «Расчет и конструирование оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств» использованы текстовый процессор Microsoft Word и программа Adobe Acrobat XI Pro для создания и просмотра электронных публикаций в формате PDF.

Редактор *Т. А. Дарьянова*  
Компьютерный дизайн *М. С. Мухоморовой*

---

Подписано к использованию 14.03.2022.  
Объем издания 11,00 Мб. Тираж 3 экз. Заказ 189.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:  
учреждение образования «Полоцкий государственный университет».

Свидетельство о государственной регистрации  
издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/305 от 22.04.2014.

ЛП № 02330/278 от 08.05.2014.

211440, ул. Блохина, 29,  
г. Новополоцк,  
Тел. 8 (0214) 59-95-41, 59-95-44  
<http://www.psu.by>

## СОДЕРЖАНИЕ

СОДЕРЖАНИЕ .....	4
ПРЕДИСЛОВИЕ.....	8
ВВЕДЕНИЕ .....	9
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ, ОТНОСЯЩИЙСЯ КО ВСЕМ ГЛАВАМ .....	9
ГЛАВА 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУИРОВАНИИ ОБОРУДОВАНИЯ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ .....	10
1.1. О жизненном цикле развития идеи технического объекта .....	10
1.2. Системы стандартов в области химического оборудования .....	10
Система белорусских нормативных документов .....	11
Наиболее употребительные иностранные стандарты .....	11
Использование иностранных стандартов в Республике Беларусь .....	12
1.3. Основные характеристики применяемых сталей .....	13
Коррозионная стойкость.....	13
Жаропрочность и жаростойкость.....	14
1.4. Организация процесса конструирования.....	15
Конструирование и близкие к нему понятия .....	15
Документы, организующие процесс конструирования .....	15
О целях и задачах конструирования .....	16
ГЛАВА 2 ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ И ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ.....	17
2.1. Основные сведения о прочностных характеристиках.....	17
Экспериментальное определение прочностных характеристик .....	17
Влияние температуры на прочностные характеристики .....	19
Допускаемые напряжения.....	20
Эквивалентные напряжения.....	20
Условия прочности .....	21
Основные определения, часто используемы при изложении материала .....	21
2.2. Тонкостенные корпуса, работающие под внутренним давлением .....	23
О несущей способности тонкостенных элементов .....	23
Ограничения, накладываемые на конструкции тонкостенных корпусов.....	23
Вывод уравнений для расчета напряжений, возникающих в тонкостенной .....	24
оболочке .....	24
Вывод уравнений для расчета толщины тонкостенного цилиндра.....	27
Вывод уравнения для расчета толщины тонкостенного конуса .....	29
Вывод уравнения для расчета толщины тонкостенной сферы .....	30
Возникновение и учет краевых напряжений в тонкостенных оболочках .....	31
Укрепление корпусов, ослабленных отверстиями .....	33
2.3. Тонкостенные цилиндры, работающие под наружным давлением .....	37
Особенности разрушения.....	37
Особенности расчета цилиндров, работающих под наружным давлением .....	38
Учет одновременного воздействия нескольких нагрузок.....	40
Особенности расчета конических обечаек, работающих под наружным .....	41
давлением .....	41
2.4. Появление сварочных напряжений.....	41
Конструирование сварных швов .....	42
Снятие сварочных напряжений .....	42
2.5. Краткие сведения о воздействии малоцикловых нагрузок .....	43
Определения, используемые при изучении циклических нагрузок .....	43

Основные факторы, ускоряющие разрушение.....	44
Последовательность расчета.....	45
2.6. Расчет толстостенных корпусов.....	46
Историческая справка – расчет цилиндров по допускаемым напряжениям .....	46
Вывод уравнения для расчета давления $P_T$ .....	47
2.7. Днища и крышки аппаратов.....	51
Эллиптические днища.....	51
Торосферические днища .....	52
Полушаровые днища.....	53
Конические днища .....	55
Плоские днища.....	58
Конструкции затворов высокого давления .....	59
2.8. Опоры аппаратов.....	61
Опоры вертикально подвешенных аппаратов .....	62
Опоры вертикально стоящих аппаратов.....	63
Опоры колонных аппаратов .....	63
Опоры горизонтальных аппаратов.....	65
Дополнительная литература.....	66
2.9. Фланцевые соединения .....	67
Способы соединения фланцев с трубами и аппаратами.....	67
Формы привалочных поверхностей.....	70
Крепежные детали .....	72
Прокладочные материалы.....	73
Дополнительная литература.....	75
2.10. Уплотнения подвижных элементов.....	76
Сальниковые уплотнения .....	76
Торцевые уплотнения валов.....	78
Двойные торцевые уплотнения .....	82
Сильфонные торцевые уплотнения .....	85
Материалы для пар трения .....	87
Материалы вторичных уплотнений .....	88
Манжетные уплотнения.....	89
ГЛАВА 3 КОНСТРУКЦИИ ВНУТРЕННИХ УЗЛОВ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ .....	96
3.1. Общие сведения о процессе теплообмена .....	96
в рекуперативных теплообменниках .....	96
Связь эффективности теплообмена с режимами течения .....	97
около стенки и в ядре потока .....	97
Влияние элементов конструкции на процессы теплообмена.....	99
в рекуперативных теплообменниках.....	99
3.2. Теплообменные элементы емкостного оборудования .....	101
3.3. Узлы кожухотрубчатых теплообменников .....	104
Уплотнение неподвижной трубной решетки (узел I) .....	106
Уплотнение перегородки распределительной камеры (узел II).....	106
Крепление труб в трубной решетке (узел III) .....	107
Пример расчета внутреннего диаметра трубы после развальцовки .....	108
Узел ввода жидкости в корпус теплообменника (узел IV) .....	110
Узел герметизации плавающей головки (узел V).....	111
Конструкции опор трубного пучка на корпус (узел VI) .....	112
Установка поперечных перегородок (узел VII).....	112
Конструкция линзового температурного компенсатора .....	114

Крепление трубных решеток в теплообменниках жесткого типа.....	114
Витые теплообменники .....	116
Другие типы витых теплообменников .....	117
3.4. Пластинчатые теплообменники.....	119
Описание конструкции.....	120
Организация движения теплоносителей.....	121
Конструкция теплообменных пластин .....	122
Кожухопластинчатые теплообменники .....	124
Описание конструкции.....	127
3.6. Аппараты воздушного охлаждения .....	129
Расположение трубчатых пучков в пространстве .....	129
Общее описание конструкции аппаратов воздушного охлаждения .....	130
Конструкция трубных пучков .....	131
Оребрение труб аппаратов воздушного охлаждения .....	132
Способы регулирования температуры в аппаратах воздушного охлаждения.....	133
Дополнительная литература .....	133
ГЛАВА 4 КОНСТРУКЦИИ ВНУТРЕННИХ УЗЛОВ МАССООБМЕННЫХ КОЛОНН .....	134
4.1. Качественное описание процессов переноса массы, .....	134
происходящих на разделе фаз.....	134
Интенсификация массообмена в тарельчатых колоннах .....	135
4.2. Узлы тарельчатых колонн.....	136
Вывод пара из колонны (узел I).....	137
Ввод жидкости на верхнюю тарелку (узел II) .....	138
Ввод жидкости на промежуточную тарелку (узел III) .....	138
Ввод пара (газа) в колонну (узел IV).....	139
Вывод жидкости из куба колонны (узел V).....	139
Частичный вывод жидкости с тарелки (узел VI) .....	140
Ввод парожидкостной смеси в колонну (узел VII) .....	141
Конструкция узла слива жидкости с тарелки (узел VIII).....	142
Крепление полотен тарелок к опорным рамам (узел IX) .....	143
4.3. Тарелки с улучшенными показателями .....	145
Тарелки с увеличенной нагрузкой по жидкости .....	145
Тарелки с увеличенной нагрузкой по газу.....	146
Тарелки с расширенным диапазоном устойчивой работы .....	146
Тарелки с увеличенным КПД (с двойной зоной контакта) .....	148
Тарелки с неподвижными клапанами .....	148
Дополнительная литература .....	150
4.4. Конструкции внутренних узлов насадочных колонн.....	150
Распределительные устройства (узел I).....	151
Насадочные элементы (узел II).....	152
Опорные решетки (узел III) .....	153
Собирающие устройства (узел IV) .....	154
Прижимные решетки (узел V) .....	155
Дополнительная литература .....	155
4.5. Конструкции внутренних узлов в экстракционных колоннах .....	155
Качественное описание массообмена и гидродинамики экстракционных колонн .....	156
Экстрактор с ситчатыми тарелками .....	157
Роторно-дисковый экстрактор .....	158
Экстрактор с коалесцирующими вставками .....	159

ГЛАВА 5 КАТАЛИТИЧЕСКИЕ РЕАКТОРЫ.....	161
5.1. Реакторы с неподвижным катализатором.....	161
Реактор с радиальным вводом продукта .....	162
Реактор с аксиальным вводом .....	163
5.2. Реактор с движущимся слоем катализатора.....	164
Варианты узлов реактора с движущимся слоем.....	166
5.3. Конструкция реактора с псевдооживленным слоем.....	167
Дополнительная литература.....	168
 ГЛАВА 6 ТРУБЧАТЫЕ ПЕЧИ.....	169
6.1. Классификация печей.....	169
Интенсификация лучистого теплообмена .....	170
6.2. Фундамент трубчатой печи .....	171
6.3. Каркас трубчатой печи.....	171
6.4. Стены и свод.....	173
6.5. Трубы и их крепление.....	175
6.6. Снижение коксообразования в пиролизных печах .....	178
6.7. Смотровые и предохранительные окна .....	178
6.8. Горелочные устройства .....	179
Общие сведения.....	179
Горелки газовые инжекционные с настильным пламенем.....	180
Горелки газовые инжекционные со свободным факелом .....	181
Горелки газовые панельные (беспламенные) .....	182
Горелка газожидкостная парового распыливания, дутьевая.....	182
Дополнительная литература.....	184
 ГЛАВА 7 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ И СОСТАВЛЯЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ.....	185
7.1. Трубы .....	185
7.2. Соединительные детали трубопроводов.....	186
7.3. Компенсаторы .....	188
Сальниковый компенсатор .....	188
Линзовый компенсатор .....	189
Сильфонные компенсаторы.....	189
П-образные компенсаторы.....	190
7.4. Трубопроводная арматура .....	190
Задвижки.....	191
Краны .....	192
Вентили (клапан) .....	193
Дисковые заслонки .....	194
Обратные клапаны .....	195
Конденсатоотводчики.....	196
Дополнительная литература.....	198
 АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ.....	199

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Электронный курс лекций (ЭКЛ) предназначен для студентов специальностей 1-48 01 03 «Химическая технология природных энергоносителей и углеродных материалов» и 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов».

Данная книга написана на основе опыта пятидесятилетнего чтения курсов лекций «Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств» и «Оборудование нефтеперерабатывающих заводов», а также учебно-методического комплекса [1], изданного в Полоцком государственном университете.

Материал ЭКЛ объединяет два указанных выше традиционных курса. При изложении материала предполагалось, что студент уже освоил курсы «Сопротивление материалов», «Процессы и аппараты химических технологий», «Материаловедение».

Учебный материал структурирован следующим образом:

- общие сведения об организации процесса конструирования оборудования (нормативная база) и краткое описание основных характеристик металлов, используемых в процессе эксплуатации оборудования;
- методы прочностных расчетов деталей корпуса и соответственно их конструирование, обеспечивающее прочность и герметичность;
- конструирование внутренних устройств оборудования, обеспечивающих технологические параметры.

## ВВЕДЕНИЕ

При конструировании машин и аппаратов нефтехимических производств в первую очередь должна быть гарантирована безопасность их эксплуатации. Учитывая специфику конструкции оборудования отрасли, это достигается расчетом толщины корпуса аппарата. Внутренние устройства конструируются таким образом, чтобы обеспечить требуемые параметры технологического процесса. Обычно это достигается необходимым направлением движения потоков, участвующих в процессе.

Ниже приведен краткий список учебников и справочников, изданных ранее и относящихся практически ко всем главам. По тексту или в конце глав приведены ссылки на дополнительную учебную литературу или нормативные документы, которые могут помочь при выполнении курсовых проектов или подготовке к экзамену. Нормативные документы следует обязательно проверять на их актуальность с помощью сайта «Национальный фонд технических нормативных правовых актов».

### Список литературы, относящийся ко всем главам

1. Шестопалов, Е.М. Расчет и конструирование оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств : учеб.-метод. комплекс / Е.М. Шестопалов. – Новополюцк : ПГУ, 2009. – 196 с.
2. Вихман, Г.Л. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов : учеб. для студентов вузов / Г.Л. Вихман, С.А. Круглов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1978. – 328 с.
3. Машины и аппараты химических производств : учеб. для вузов / И.И. Поникаров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 369 с. : ил.
4. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: примеры и задачи : учеб. пособие для студентов вузов / М.Ф. Михалев [и др.] ; под общ. ред. М.Ф. Михалева. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1984. – 301 с. : ил.
5. Лашинский, А.А. Конструирование сварных химических аппаратов : справ. / А.А. Лашинский. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. – 382 с. : ил.
6. Смирнов, Г.Г. Конструирование безопасных аппаратов для химических и нефтехимических производств / Г.Г. Смирнов, А.Р. Толчинский, Т.Ф. Кондратьева ; под общ. ред. А.Р. Толчинского. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 303 с. : ил.

# Глава 1

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУИРОВАНИИ ОБОРУДОВАНИЯ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

### 1.1. О жизненном цикле развития идеи технического объекта

Рассмотрим общие закономерности развития техники вообще и процесс развития химической техники в частности.

Жизненный цикл можно представлять по-разному в зависимости от целей, которые преследуются. В данном случае нас интересует, как изменяются во времени следующие составляющие процесса развития техники:

- появление идеи;
- накопление знаний;
- использование знаний;
- формирование истории.

Для удобства понимания дальнейшего материала рассмотрим технический объект, который прошел все стадии развития и превратился в историю, – паровой двигатель.

Все перечисленные выше шаги проделаны и завершены. Идея сформулирована как «создавать устройство, создающее усилие при помощи пара». Знания накоплены и представлены в виде известных из курса физики уравнений. На их основе созданы промышленные образцы паровых двигателей, в т.ч. паровозы. Сейчас это все уже история. Предел совершенствования достигнут. Эта ветвь знаний перестала развиваться.

Жизненный цикл оборудования НПЗ начался позже и продолжается по сей день. Накопление основополагающих знаний в основном закончено примерно к 30-м годам XX в. Далее несколько десятков лет шло параллельное накопление знаний в отдельных направлениях и их использование в виде применения различных конструкций в технологических процессах. К настоящему времени начинает создаваться история развития нефтехимической промышленности и идет доработка принципиально известных решений.

Поскольку, как уже было сказано раньше, новых значительных научных открытий в области переработки нефти в ближайшее время не предвидится, соответственно нет оснований ожидать больших изменений в оборудовании для НПЗ. С точки зрения нефтехимии можно ждать прорыва в вопросах катализа, но произойдет ли он завтра или через 20 лет, – неизвестно.

Методы расчета на прочность корпусов аппаратов также разработаны для всей линейки оборудования. Некоторые корректировки, улучшающие точность расчетов, могут быть достигнуты (или уже достигнуты) за счет внедрения в реальную практику метода конечных элементов.

### 1.2. Системы стандартов в области химического оборудования

Все направления техники в той или иной степени регламентируются нормативными документами. В химической технике процент стандартных элементов, используемых при изготовлении установок, приближается к 90%. Рассмотрим систему нормативной литературы, используемой в технике.

## Система белорусских нормативных документов

Закон Республики Беларусь «О техническом нормировании и стандартизации» определил виды технических нормативных правовых актов (ТНПА) в области технического нормирования и стандартизации:

- технические регламенты;
- государственные стандарты;
- технические кодексы установившейся практики;
- технические условия;
- стандарты организаций.

Остановимся подробнее на назначении и составе перечисленных выше документов.

Технический регламент (ТР) – технический нормативный правовой акт, устанавливающий обязательные для соблюдения технические требования, связанные с безопасностью продукции, процессов ее разработки, производства, эксплуатации (использования), хранения, перевозки, реализации и утилизации или оказания услуг. Утверждаются технические регламенты Советом Министров.

Государственный стандарт Республики Беларусь (СТБ) – стандарт, утвержденный Комитетом по стандартизации, метрологии и сертификации при Совете Министров Республики Беларусь. Государственные стандарты основываются на современных достижениях науки, техники, международных и межгосударственных стандартах.

Технический кодекс установившейся практики (ТКП) – технический нормативный правовой акт, разработанный в процессе стандартизации, содержащий основанные на результатах установившейся практики технические требования к процессам разработки, производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации продукции или оказанию услуг. Технические кодексы представляют собой технический нормативный правовой акт отраслевого характера. Утверждение технических кодексов осуществляется республиканскими органами государственного управления.

Технические условия (ТУ) – технический нормативный правовой акт, разработанный в процессе стандартизации, утвержденный юридическим лицом или индивидуальным предпринимателем и содержащий технические требования к конкретным типу, марке, модели, виду реализуемой ими продукции или оказываемой услуге, включая правила приемки и методы контроля.

## Наиболее употребительные иностранные стандарты

Небольшие государства не в состоянии поддерживать систему стандартов, обеспечивающих все имеющиеся в стране отрасли промышленности. Поэтому приходится пользоваться стандартами других стран и международных организаций.

Краткие сведения наиболее употребительных иностранных стандартов приведены ниже.

**Государственные стандарты СССР (ГОСТ).** В нормативных документах Республики Беларусь указывается, что при отсутствии собственных стандартов можно пользоваться ГОСТами СССР.

**Российская Федерация.** Государственные стандарты Российской Федерации (ГОСТ Р) часто вводятся одновременно на территории нескольких государств бывшего СССР, в т.ч. и в Беларуси.

Нормы и методы расчета на прочность сосудов и оборудования, используемых в нефтеперерабатывающей, химической промышленности и смежных с ними отраслях, которые работают в условиях статистических нагрузок под избыточным наружным или внутренним давлением, вакуумом, под действием поперечного и осевого сжатия, изгибающих моментов или при одновременном действии сразу нескольких этих нагрузок, приведены в ГОСТ Р 52587.1 – 52587.11 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность».

**Соединенные штаты Америки.** Исторически сложилось так, что в США нормативные документы разрабатываются как государственными организациями, так и частными компаниями. Основными для инженеров-химиков являются документы, созданные следующими организациями:

- American National Standards Institute (ANSI);
- Американским институтом нефти (API);
- Американским обществом испытательных материалов (ASTM);
- Американским обществом инженеров-механиков (ASME) (сосуды под давлением и трубы).

В нормативных документах США пользуются несколько близкими понятиями: Стандарт, Код, Спецификация.

Стандарты применяются добровольно, поэтому они служат руководящими принципами, не обладая силой закона.

Код является стандартом, который был принят одним или несколькими государственными органами, и имеет силу закона.

Спецификация – документ, нормы которого регулируют отношения производителя и покупателя.

**Европейский союз.** Стандарты начинаются буквами EN. В химической и смежных отраслях для конструирования аппаратов под давлением используется European Standard EN 13445.

### **Использование иностранных стандартов в Республике Беларусь**

Международные, региональные и национальные стандарты других стран применяются в Республике Беларусь в качестве государственных на основе международных соглашений о сотрудничестве. Требования, заложенные в иностранных стандартах, не должны уступать нормам и требованиям отечественных стандартов.

Обозначение государственного стандарта, оформленного на основе применения международного или национального стандарта другого государства и не содержащего дополнительных требований, включает индекс государственного стандарта Республики Беларусь, обозначение соответствующего нормативного документа и год утверждения:

СТБ ИСО 9001-94; СТБ EN 45000-96.

Пример записи государственного стандарта, разработанного на основе международного стандарта с дополнительными требованиями, отражающими специфику потребностей народного хозяйства:

СТБ 521-94 (ИСО 333-89).

Иностранные стандарты могут применяться без принятия в качестве государственного в случае изготовления и поставки продукции на экспорт (под заказ) в соответствии с требованиями этих стандартов и стандартов фирм зарубежных стран по предложению заказчиков этих стран на договорной основе.

### 1.3. Основные характеристики применяемых сталей

Стали характеризуются многими показателями. Некоторые из характеристик более важны в процессе изготовления оборудования, другие чаще учитываются в процессе эксплуатации. Нам в большей степени будут интересовать вторые.

Все применяемые в настоящее время стали классифицируются:

- по химическому составу – углеродистая, легированная;
- по качеству – сталь обыкновенного качества, качественная, высококачественная;
- по назначению – конструкционная, инструментальная.

Основной составляющей частью углеродистой стали, определяющей ее механические и другие свойства, является углерод. Увеличение содержания углерода в стали повышает прочность и твердость, но уменьшает вязкость и делает ее более хрупкой.

Углеродистые конструкционные стали делятся на качественные и обыкновенного качества. Стали обыкновенного качества маркируют буквами СТ и цифрами 1, 2, 3, ..., 6 (СТ0, СТ1, СТ2 и т.д.). Чем больше это число, тем больше в ней содержится углерода. В зависимости от назначения эти стали делятся на три группы:

- группа А – стали, поставляемые по механическим свойствам без уточнения их химического состава (СТ0, СТ1кп, СТ2пс, СТ1сп, СТ2кп и др.);
- группа Б – стали, поставляемые с гарантийным химическим составом (БСТ0, БСТ1кп, БСТ1сп, БСТ2кп и др.);
- группа В – стали повышенного качества с гарантированным химическим составом и механическими свойствами (ВСТ2, ВСТ3, ВСТ4, ВСТ5).

Цифры, обозначающие марку стали, показывают среднее содержание в стали углерода в сотых долях процента (например, сталь марки 45 содержит в среднем 0,45% углерода).

В состав легированной стали, кроме углерода, входят элементы, улучшающие ее свойства. К таким элементам относятся: хром, никель, кремний, вольфрам, марганец, ванадий, кобальт и др. В зависимости от вводимых легирующих элементов стали делятся на хромистые, никелевые, кремнистые, хромоникелевые, и др.

#### Коррозионная стойкость

Коррозионная стойкость – одна из наиболее важных характеристик материалов в химической промышленности. При выборе стали для изготовления аппаратов требуется обеспечить скорость коррозии не более 0,1 мм/год. Эта характеристика в сочетании

с предполагаемым сроком службы аппаратов (обычно 20 лет) определяет надбавку на коррозию, которая прибавляется к расчетной толщине корпуса.

Коррозионная стойкость сталей определяется степенью легирования и составом легирующих добавок. Легированная сталь по количеству введенных в нее легирующих элементов классифицируется на низколегированную (до 5% легирующих элементов), среднелегированную (от 5 до 10%) и высоколегированную (свыше 10%).

Легирующие элементы, введенные в состав стали, согласно стандарту, имеют следующие обозначения: Х – хром, В – вольфрам, М – молибден, Ф – ванадий, К – кобальт, Г – марганец, Т – титан, С – кремний, Н – никель, Д – медь, Ю – алюминий, Р – бор, А – азот. Высококачественную сталь обозначают с добавлением в конце маркировки буквы А.

Легированная сталь маркируется сочетанием цифр и букв. Первые две цифры обозначают среднее содержание углерода в сотых долях процента, буквы – легирующие элементы, последующие за буквами цифры – содержание в процентах этих элементов в стали. Так, марка 40Х обозначает хромистую сталь с содержанием 0,4% углерода и 1% хрома; 12ХНЗА – хромоникелевую сталь, содержащую около 0,12% углерода, 1% хрома и 3% никеля, и т.д.

Высоколегированные коррозионностойкие стали – самый важный класс конструкционных материалов для химического машиностроения. Из них изготавливают все детали и узлы химического, нефтяного и пищевого оборудования, контактирующие со средой – теплообменные устройства, реакторы, колонные аппараты, фильтры, корпуса центрифуги, рабочие органы насосов и многое др.

### Жаропрочность и жаростойкость

Многие процессы в химической промышленности идут при очень высоких температурах. Возможность сталей выдерживать их длительное время определяется жаропрочностью и жаростойкостью.

**Жаропрочность** – это способность стали работать под напряжением в условиях повышенных температур без заметной остаточной деформации и разрушения. Жаропрочные свойства в первую очередь определяются температурой плавления основного компонента сплава, затем его легированием и режимами предшествующей термообработки, обуславливающими структурное состояние сплава.

Значительно более высокая жаропрочность свойственна аустенитным сталям. Особо широко применяют аустенитные стали (12–20% Cr) с использованием в качестве аустенитообразующего элемента никеля (7–30%).

Никель сам по себе относится к коррозионностойким металлам и повышает коррозионную стойкость сталей в растворах солей и щелочей, а также в слабоокисляющих средах. При его содержании до 20–30% повышается жаропрочность железохромистых сплавов.

**Жаростойкость (окалиностойкость)** характеризует возможность сопротивления стали окислению при высоких температурах. Для повышения окалиностойкости сталь легируют элементами, которые изменяют состав и строение окалины. В результате введения в сталь необходимого количества хрома или кремния в процессе окисления на

поверхности образуются плотные оксиды на основе хрома или кремния. Образовывающаяся тонкая пленка из этих оксидов затрудняет процесс дальнейшего окисления. Чтобы обеспечить окалиностойкость до температуры 1100 °С, в стали должно быть не менее 28% хрома.

#### 1.4. Организация процесса конструирования

Существуют несколько понятий, которые в технической литературе часто путают по смыслу и применению, например, проектирование и конструирование. Поскольку нормативных определений этих терминов нет, то приведем определения, которые будут использоваться в данной книге.

##### Конструирование и близкие к нему понятия

Конструирование – процесс, в результате которого определяются внешний вид и структура изделия. Результатом конструирования являются чертежи, модели, расчеты.

Проектирование – разработка проекта технического объекта, направленного на реализацию технологического процесса с совокупностью систем производственных коммуникаций и элементов, обеспечивающих жизнедеятельность обслуживающего персонала.

Проект – совокупность информации, адекватно описывающая предполагаемый объект и его состояния.

##### Документы, организующие процесс конструирования

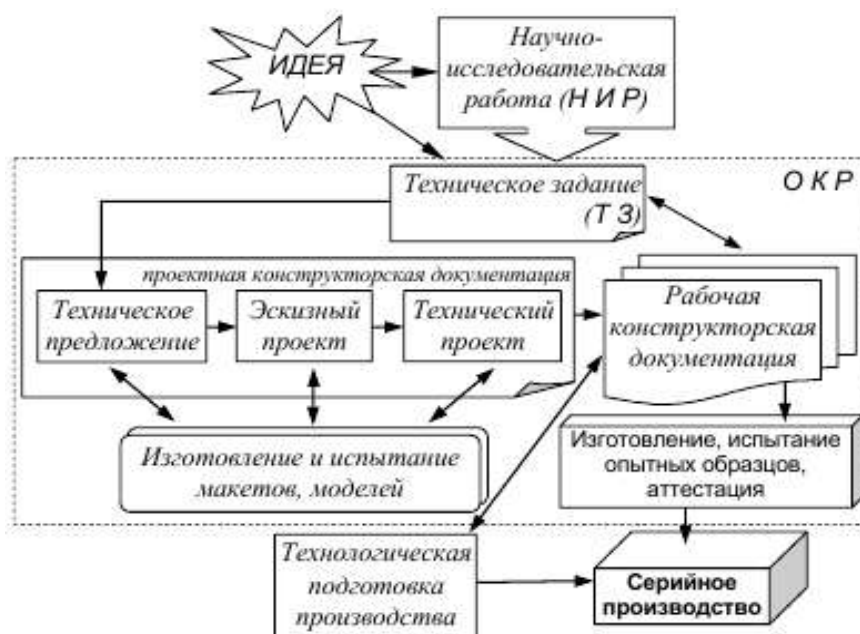


Рисунок 1.1. – Схема разработки конструкторской документации и подготовки изделия к производству

Все документы, относящиеся к конструированию технических изделий, объединены под названием «Единая система конструкторской документации (ЕСКД) – комплекс государственных стандартов, устанавливающих взаимосвязанные правила, требования и нормы по разработке, оформлению и обращению конструкторской документации.

На рисунке 1.1 в соответствии с ЕСКД представлена последовательность стадий разработки конструкторской документации, этапы выполнения работ внутри каждой стадии, т.е. состав документации и виды работ. в процессе конструирования.

Рассмотрим подробнее состав каждого этапа.

Техническое задание (ТЗ) обосновывает те новые качества, которыми должно обладать проектируемое изделие. Оно устанавливает основное назначение конструируемого изделия, обосновывает целесообразность его создания.

Техническое предложение (ТП) – совокупность документов, содержащих техническое и технико-экономическое обоснования целесообразности разработки проекта. Выполняется на основании анализа различных вариантов возможных решений.

Эскизный проект (ЭП) – совокупность документов, содержащих принципиальные решения и дающих общее представление об устройстве и принципе работы разрабатываемого объекта, основные параметры и габаритные размеры.

При необходимости на стадии ЭП проводят изготовление и испытание макетов разрабатываемого объекта.

Технический проект (ТП) – совокупность документов, которые должны содержать окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве проектируемого объекта, исходные данные для разработки рабочей документации.

На стадии рабочего проекта (РП) сначала разрабатывают подробную документацию для изготовления опытного образца и последующего его испытания. Далее разрабатывают рабочую документацию для серийного производства.

### О целях и задачах конструирования

Целью конструирования является разработка комплекта проектных и рабочих конструкторских документов, на основе которых осуществляются технологическая подготовка производства, разработка технологической документации, изготовление, его испытания и эксплуатация.

Задача конструктора – создание машин, отвечающих полученному техническому заданию, соответственно дающих наибольший экономический эффект и обладающих наиболее высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями.

Основной задачей при проведении проектных расчетов является определение тех или иных размеров отдельных элементов, например, толщины днищ, стенок корпусов и т.д. Проектные расчеты обычно выполняют при создании нового оборудования.

При проведении проверочных расчетов в элементах определяют фактически возникающие напряжения при определенных условиях эксплуатации и сопоставляют их с допускаемыми напряжениями.

## Глава 2

### ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ И ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ

В пределах этой главы, говоря о прочности, будем в основном подразумевать корпуса аппаратов. Вопросы герметичности будут рассматриваться на примере конструирования фланцев и конструкций уплотнений вращающихся валов и перемещающихся возвратно-поступательно штоков.

Корпуса химического оборудования должны обеспечивать безопасность эксплуатации за счет обеспечения прочности корпуса аппарата при рабочих условиях (давление, температура и коррозионная активность среды). Это обеспечивается расчетом прочной толщины корпуса исходя из воздействия внутренней или наружной среды и приемов конструирования, предотвращающих локальные напряжения, которые могут возникать в отдельных частях корпуса.

С точки зрения методов расчета корпуса делятся на тонкостенные (толщина стенки менее 10% внутреннего диаметра) и толстостенные. Подавляющее количество корпусов в нефтепереработке относятся к тонкостенным.

#### 2.1. Основные сведения о прочностных характеристиках

Для решения практических задач по расчету и конструированию оборудования необходимо иметь числовые характеристики прочностных свойств металлов.

##### Экспериментальное определение прочностных характеристик

Испытания на растяжение цилиндрических образцов (рисунок 2.1) являются основным методом оценки упругопластических свойств материала. Они могут дополняться другими видами испытаний, но при любых условиях необходима информация о поведении материала при одноосном растяжении.

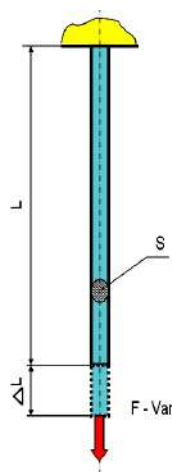


Рисунок 2.1. – Испытания образца на растяжение

Результаты эксперимента оформляют в виде графика  $\sigma = f(\epsilon)$ . При этом напряжение ( $\sigma$ ) и относительное удлинение ( $\epsilon$ ) рассчитываются по уравнениям

$$\sigma = \frac{F}{S}, \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{L_{\text{раб}}},$$

где  $F$  – сила, с которой растягивается образец;  
 $S$  – площадь поперечного сечения образца;  
 $L_{\text{раб}}$  – исходная длина образца;  
 $\Delta l$  – приращение длины при воздействии на образец силы  $F$ .

Все металлы и сплавы делятся на пластичные и хрупкие. К пластичным металлам относятся практически все стали, используемые в химической промышленности. Диаграмма растяжения для пластичных металлов показана на рисунке 2.2. Там же приведены основные прочностные характеристики.

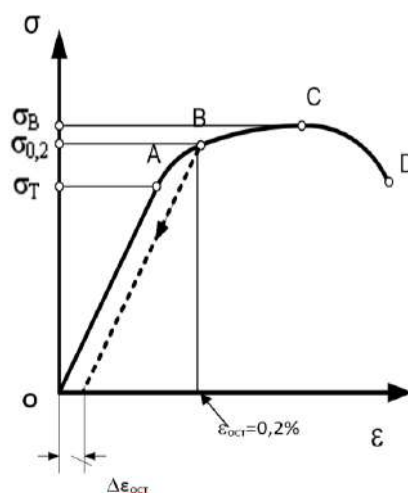


Рисунок 2.2. – Диаграмма растяжения для пластичных металлов

На диаграмме растяжения можно выделить несколько характерных точек. Точка  $A$  – предел текучести ( $\sigma_T$ ). На участке  $OA$  напряжения связаны с деформацией законом Гука:  $\varepsilon = \sigma/E$ , где  $E$  – модуль Юнга. Точка  $B$  – условный предел текучести ( $\sigma_{0,2}$ ). Определяется с допуском на пластическую деформацию, который обычно равен 0,002 (0,2%). Точка  $C$  – предел прочности ( $\sigma_B$ ). В данной точке происходит потеря устойчивости пластического деформирования, и в цилиндрическом образце образуется шейка. Точка  $D$  – разрушение образца.

Зона упругих деформаций характеризуется:

- восстановлением исходных размеров образца после снятия нагрузок;
- допущением неизменности поперечных размеров (принцип малых деформаций);
- осуществлением принципа независимости действия сил (эффект от действия каждой силы можно считать отдельно, а потом суммировать);
- действием закона Гука.

Зона пластичных деформаций характеризуется:

- появлением после снятия нагрузок остаточной деформации ( $\Delta\varepsilon_{\text{ост}}$ ) (см. рисунок 2.2);
- с ростом усилий уменьшается площадь поперечного сечения образца;
- результаты воздействия сил оказываются взаимозависимыми;
- закон Гука не действует.

Учет особенностей работы материалов в пластической зоне деформаций радикально увеличивает сложность расчета возникающих напряжений. Это одна из причин редкого применения элементов оборудования, получающих в процессе эксплуатации пластические деформации.

### Влияние температуры на прочностные характеристики

Эксперименты показывают, что с ростом температуры предел текучести уменьшается (рисунок 2.3), а также тангенсы углов наклона к оси абсцисс как на упругом, так и на упругопластическом участках. При этом модули упругости соответственно равны  $E_1 = \text{tg}(\alpha_1)$  и  $E_2 = \text{tg}(\alpha_2)$ .

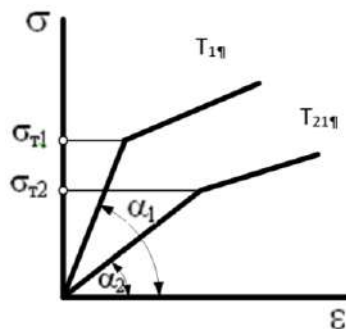


Рисунок 2.3. – Диаграмма растяжения при различных температурах ( $T_2 > T_1$ )

В условиях повышенных температур возможно деформирование материала при постоянных значениях напряжений, меньших предела текучести. В этом случае деформации так же необратимы, как и при кратковременном пластическом деформировании. Типичные кривые ползучести показаны на рисунке 2.4.

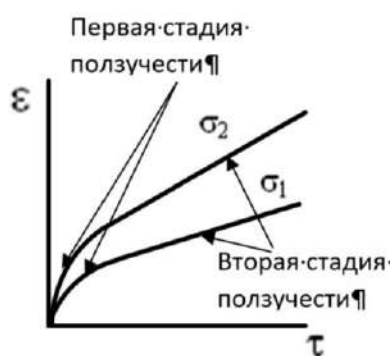


Рисунок 2.4. – Кривые одноосной ползучести при двух уровнях напряжений ( $\sigma_2 > \sigma_1$ )

Диаграмма ползучести имеет два участка, которые называют первой и второй стадиями ползучести. На первой стадии происходит постепенное снижение скорости ползучести, которая геометрически соответствует тангенсу угла наклона касательной к кривой ползучести. На второй – скорость ползучести постоянна.

Пределом ползучести ( $\sigma_{n1,0/10^5}$ ) называют напряжение, которое вызывает деформацию, равную 1% за  $10^5$  ч.

Предел длительной прочности ( $\sigma_{д/10^5}$ ) – напряжение, при котором образец при заданной температуре разрушается за время  $10^5$  ч. Испытания на длительную прочность проводят так же, как и испытание на ползучесть, но образец доводят до разрушения.

### Допускаемые напряжения

Большинство расчетов на прочность проводят по допускаемым напряжениям  $[\sigma]$ . В реальной практике значения допускаемых напряжений можно выбрать из приложений к ГОСТ 14249-89 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность».

Значения допускаемых напряжений при расчете сосудов и аппаратов, работающих при статических однократных нагрузках, определяют по стандартным уравнениям. Например, для углеродистых и низколегированных сталей оно имеет следующий вид:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left( \frac{\sigma_{0,2}}{n_T}; \frac{\sigma_B}{n_B}; \frac{\sigma_{д/10^5}}{n_д}; \frac{\sigma_{n1,0/10^5}}{n_n} \right),$$

где  $\eta$  – поправочный коэффициент, зависящий от условий эксплуатации и способа изготовления аппарата;

- $\sigma_{0,2}$  – условный предел текучести при расчетной температуре;
- $\sigma_B$  – предел прочности при расчетной температуре;
- $\sigma_{д/10^5}$  – предел длительной прочности;
- $\sigma_{n1,0/10^5}$  – предел ползучести;
- $n_T = 1,5$  – запас прочности по пределу текучести;
- $n_B = 2,4$  – запас прочности по пределу прочности;
- $n_д = 1,5$  – запас прочности по длительной прочности;
- $n_n = 1$  – запас прочности по пределу ползучести.

Предел ползучести используют для определения допускаемого напряжения в тех случаях, когда отсутствуют данные по пределу длительной прочности или по условиям эксплуатации необходимо ограничить величину деформации (перемещения).

При необходимости расчета элементов оборудования, работающих при отрицательных температурах, допускаемое напряжение берется для 20 °С.

### Эквивалентные напряжения

На практике редко встречаются случаи, когда элемент конструкции находится в простом одноосном напряженном состоянии. Обычно имеется сложное (многоосное) напряженное состояние. В связи с этим необходимо иметь методику сравнения сложного напряженного состояния с прочностными характеристиками, полученными при одноосном растяжении. Для этого вводится понятие эквивалентного напряжения.

Эквивалентное напряжение ( $\sigma_{э\text{кв}}$ ) – напряжение, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его состояние было равноопасно с заданным сложным напряженным состоянием (рисунок 2.5).

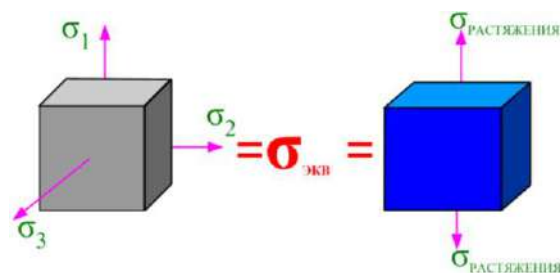


Рисунок 2.5. – Соотношение между напряжениями: сложным, эквивалентным и одноосным

Расчет эквивалентного напряжения для пластичных металлов в химической промышленности осуществляется по уравнениям, полученным при помощи теории прочности, основанной на максимальных касательных напряжениях:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}} .$$

Эквивалентное напряжение используют для сравнения степени нагруженности разных точек (зон) элементов конструкции аппарата, а также для сравнения с прочностными характеристикам металлов, полученных при одноосном растяжении.

### Условия прочности

Условия, обеспечивающие прочность, записываются в виде уравнений, вид которых зависит от конструкции оборудования и способов его нагружения. Например:

– для тонкостенных корпусов (толщина стенки менее 10% внутреннего диаметра корпуса) под внутренним давлением

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma] ;$$

– для тонкостенных корпусов под наружным давлением

$$\frac{P_{\text{раб}}}{[P]} \leq 1 ;$$

– для толстостенных корпусов

$$P_{\text{раб}} \leq \frac{P_T}{n_T} ,$$

где  $P_{\text{раб}}$  – рабочее давление;

$[P]$  – допускаемое давление;

$P_T$  – давление, при котором вся толщина стенки получает напряжение, равное  $\sigma_T$  .

### Основные определения, часто используемы при изложении материала

**Расчетная температура** используется для выбора физико-механических и прочностных характеристик металла, равняется максимальной температуре стенки. Если температура стенки неизвестна, то расчетную температуру принимают равной максимальной тем-

пературе в аппарате (рисунок 2.6). При температуре стенки ниже 20 °С за расчетную температуру принимают температуру 20 °С. При обогреве открытым пламенем или отработанными газами расчетную температуру принимают равной температуре среды, увеличенной на 50 °С.

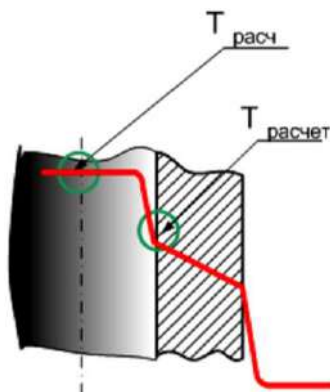


Рисунок 2.6. – К выбору расчетной температуры

**Рабочая температура** – максимально возможная регламентная температура в аппарате.

**Рабочее давление** – максимально возможное регламентное давление, действующее на аппарат.

**Расчетное давление** используется при прочностных расчетах и равно рабочему, если нет предохранительных клапанов, или 90% давления при полном открытии клапана. Гидростатическое давление прибавляется к расчетному давлению, если оно превышает рабочее давление на 5%.

**Пробное давление** (давление испытания) – давление, при котором испытывают аппараты после изготовления и ремонта, обычно выше рабочего, зависит от способа изготовления аппарата. Значение пробного давления рассчитывают по формулам, приведенным в документах органов технического надзора. Например, для сварных аппаратов пробное давление рассчитывается по уравнению

$$P_{пр} = 1,25P \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t},$$

где  $[\sigma]_{20}$  и  $[\sigma]_t$  – соответственно допускаемое напряжение при температуре 20 °С и при рабочей температуре  $t$  °С.

**Условное давление** ( $P_y$ ) – максимально возможное давление в корпусе аппарата при 20 °С. При температуре  $T$  °С рабочее давление рассчитывается по уравнению

$$P_{раб} = P_y \frac{\sigma_{0,2}^T}{\sigma_{0,2}^{20}},$$

где  $\sigma_{0,2}^{20}$  – условный предел текучести при температуре 20 °С;

$\sigma_{0,2}^T$  – условный предел текучести при температуре  $T$  °С.

Существует стандартный ряд условных давлений, в соответствии с которыми изготавливают аппараты, трубопроводы и трубопроводную арматуру, например, ... 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,4; ... МПа.

**Разрешенное давление** – максимально допустимое избыточное давление, действующее на аппарат, разрешенное по результатам технического освидетельствования или диагностирования.

**Условный диаметр.** Существует ряд стандартных диаметров для труб и корпусов аппаратов. Элементы конструкций одного условного диаметра могут быть соединены друг с другом.

## 2.2. Тонкостенные корпуса, работающие под внутренним давлением

Для тонкостенного корпуса должно соблюдаться требование  $S \leq 0,1D$ . Обычно это выполняется, если давление в аппарате меньше 10 МПа. Такие корпуса имеют подавляющее большинство аппаратов, эксплуатируемых на химических предприятиях.

### О несущей способности тонкостенных элементов

Проведем мысленный эксперимент, осуществляя различные варианты нагружения тетрадного листа (рисунок 2.7): растяжение, изгиб и сжатие вдоль длинной стороны.

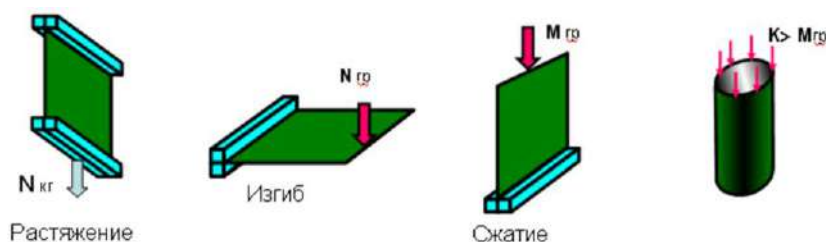


Рисунок 2.7. – О несущей способности тонкостенных элементов

Опираясь на бытовой опыт, можно утверждать, что для разрыва листа при растяжении необходимо несколько килограммов, а для преодоления его сопротивления нагрузке изгиба и сжатия вдоль длинной стороны потребуется соответственно  $N$  и  $M$  г. Т.е. при испытании на растяжение предельная нагрузка значительно больше, чем при изгибе и сжатии.

Таким образом, максимальная несущая способность тонкостенных листов реализуется при работе на растяжение и резко убывает при работе на изгиб и сжатие вдоль длинной стороны. На качественном уровне эти выводы относятся и к корпусам аппаратов.

Несущая способность элементов зависит также и от его формы (жесткости). Очевидно, что несущая способность цилиндра, изготовленного из рассматриваемого листа, будет в случае сжатия значительно больше, чем плоского листа (см. рисунок 2.7).

### Ограничения, накладываемые на конструкции тонкостенных корпусов

Исходя из сказанного выше, что при конструировании корпусов аппаратов необходимо придавать им такую форму, чтобы в них возникали в основном растягивающие

напряжения. Для этого следует обеспечить отсутствие изгибающих моментов, поэтому на конструкции тонкостенных оболочек накладываются следующие ограничения:

- оболочка (корпус) должна быть телом вращения;
- образующая не должна иметь изломов, но может быть плавной кривой;
- нагрузки должны быть равномерно распределены по поверхности, но могут плавно изменяться вдоль оси. Реально это сводится к газовым и гидростатическим нагрузкам.

### Вывод уравнений для расчета напряжений, возникающих в тонкостенной оболочке

Введем некоторые определения:

1. Срединная поверхность – поверхность, равноудаленная от внутренней и наружной поверхностей оболочки.
2. Меридиональное сечение – сечение, которое образуется плоскостью, проходящей через ось вращения.
3. Меридиан – кривая пересечения срединной поверхности плоскостью, проходящей через ось.
4. Нормальное сечение – сечение, которое образуется плоскостью, перпендикулярной к некоторой точке на меридиане.

Рассмотрим оболочку произвольной формы, нагруженной внутренним давлением. Выделим элементарный участок, образованный при ее рассечении двумя нормальными и двумя меридиональными сечениями (рисунок 2.8).

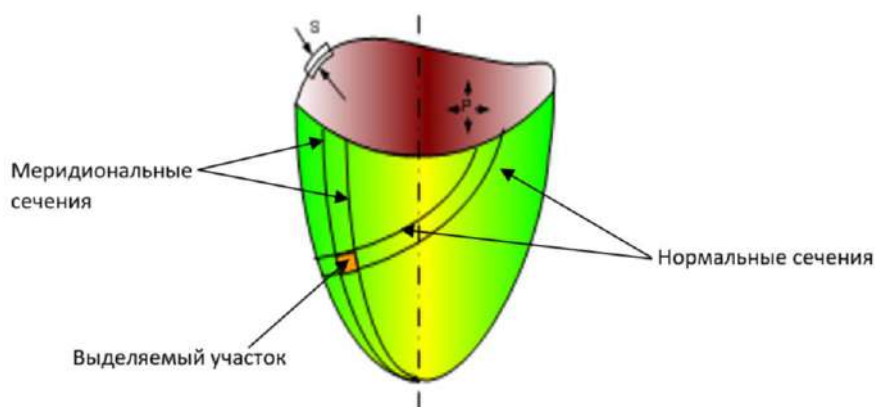


Рисунок 2.8. – Выделение элементарного участка в оболочке

В увеличенном виде элементарный участок показан на рисунке 2.9. Обозначения, приведенные на рисунке, имеют следующий смысл:

- $R_1$  – радиус кривизны меридиана;
- $R_2$  – радиус кривизны нормального сечения;
- $S$  – толщина стенки;
- $d\alpha$  и  $d\gamma$  – соответствующие углы между секущими плоскостями, измеряемые в радианах;
- $\sigma_m$  и  $\sigma_t$  – соответственно меридиональные и тангенциальные напряжения, являющиеся эквивалентами реальных внутренних усилий, существующих в оболочке;
- $n$  – нормаль, восстановленная к геометрическому центру элемента.

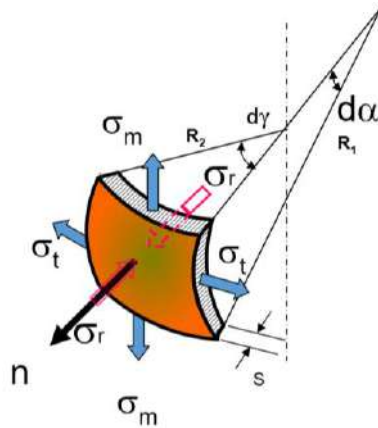


Рисунок 2.9. – Элемент оболочки с действующими на него усилиями

Поскольку неизвестных напряжений два ( $\sigma_m$  и  $\sigma_t$ ), то для их нахождения потребуется составить систему из двух уравнений. Первое уравнение получим, рассматривая равновесие выделенного элемента.

При составлении и преобразовании уравнений принимают следующие допущения:

- напряжения по толщине стенки остаются постоянными;
- напряжения в направлении нормали равны нулю;
- в пределах рассматриваемого участка остаются постоянными  $R_1$  и  $R_2$ .

Оболочка находилась в равновесии, поэтому вырезанный элемент также должен находиться в равновесии. Уравнение равновесия в общей форме имеет вид  $\sum \vec{F}n = 0$ , т.е. сумма проекций всех сил на нормаль равна нулю. Запишем данное уравнение применительно к рассматриваемому элементу:

$$F_{\text{давл.}} - F_m - F_t = 0, \quad (2.1)$$

где  $F_{\text{давл.}}$  – проекция сил давления;

$F_m$  – проекция сил, вызывающих меридиональные напряжения;

$F_t$  – проекция сил, вызывающих тангенциальные напряжения.

Распишем подробнее составляющие уравнения (2.1). Для удобства на рисунке 2.10 показан элементарный участок на виде сверху.

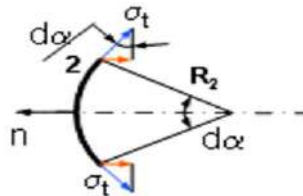


Рисунок 2.10. – Элементарный участок на виде сверху

Дополнительно напомним, что углы измеряются в радианах.

$$F_{\text{давл.}} = P \cdot R_1 \cdot d\alpha \cdot R_2 \cdot dy,$$

где  $R_1 d\alpha R_2 dy$  – площадь элементарного участка, на который действует давление;

$$F_t = 2 \cdot \sigma_t \cdot R_1 d\alpha \cdot S \cdot \sin \frac{d\gamma}{2},$$

где  $R_1 d\alpha S$  – площадь, по которой распределено напряжение  $\sigma_t$ .  
Аналогично распишем проекцию силы  $F_m$ :

$$F_m = 2 \sigma_m R_2 d\gamma S \sin \frac{d\alpha}{2}.$$

Подставим значения сил в уравнение (2.1), учитывая направление проекций сил:

$$P \cdot R_1 \cdot d\alpha \cdot R_2 \cdot d\gamma - 2 \cdot \sigma_m \cdot R_2 \cdot S \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} \cdot d\gamma - 2 \cdot \sigma_t \cdot R_1 \cdot S \cdot \sin \frac{d\gamma}{2} \cdot d\alpha = 0.$$

Упростим уравнение, учитывая, что  $\sin \alpha \approx \alpha$  ( $\sin$  малого угла приблизительно равен значению самого угла), и проведем сокращения:

$$P \cdot R_2 \cdot R_1 = \sigma_t \cdot R_1 \cdot S + \sigma_m \cdot R_2 \cdot S.$$

Для преобразования к общепринятой форме разделим обе части на комплекс  $R_2 \cdot R_1 \cdot S$ :

$$\frac{P}{S} = \frac{\sigma_t}{R_2} + \frac{\sigma_m}{R_1}. \quad (2.2)$$

Уравнение (2.2) называется **уравнением равновесия элемента**, или **уравнением Лапласа**.

Второе уравнение получим, рассматривая равновесие части оболочки, отсеченной бесконечным числом нормальных сечений, проходящих через одну точку на оси (рисунок 2.11). Все обозначения такие же, как и на предыдущих рисунках.

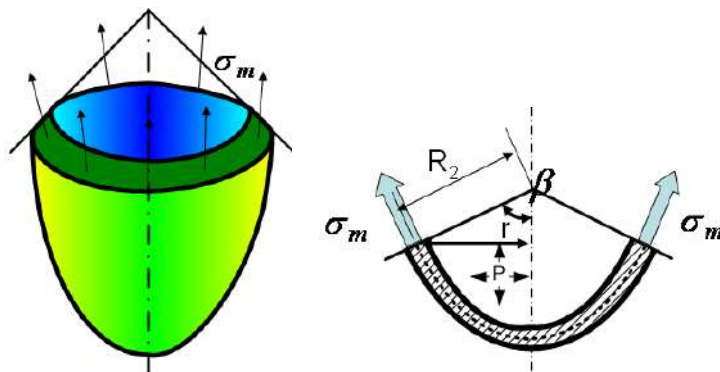


Рисунок 2.11. – Часть оболочки, отсеченная нормальными плоскостями

Составим уравнение равновесия, спроектировав все силы на ось вращения  $\sum F = 0$ :

$$F_{\text{давл.}} - F_m = 0. \quad (2.3)$$

Распишем подробнее слагаемые уравнения равновесия:

$$F_{\text{дав.}} = P \cdot \pi \cdot r^2,$$

$$F_m = \sigma_m \cdot 2\pi r \cdot S \cdot \sin\beta.$$

Подставим значения проекций сил в уравнение (2.3):

$$P \cdot \pi \cdot r^2 = \sigma_m \cdot 2\pi \cdot r \cdot S \cdot \sin\beta.$$

Преобразуем уравнение, учитывая, что  $r = R_2 \sin\beta$ :

$$P \cdot R_2 = 2 \cdot \sigma_m \cdot S,$$

откуда меридиональное напряжение равно

$$\sigma_m = \frac{P \cdot R_2}{2S}. \quad (2.4)$$

Уравнение (2.3) называется **уравнением равновесия зоны (части) оболочки**.

Полученные уравнения (2.2) и (2.4) представляют собой замкнутую систему двух уравнений с двумя неизвестными:  $\sigma_m$  и  $\sigma_t$ . Т.е. с их помощью можно получить уравнения для расчета  $\sigma_m$  и  $\sigma_t$ . Уравнения (2.2) и (2.4) служат основой получения практических (инженерных) формул для расчета толщин обечаек и днищ тонкостенных корпусов, работающих под внутренним давлением.

### Вывод уравнений для расчета толщины тонкостенного цилиндра

Необходимо вывести уравнение для расчета толщины стенки  $S$  тонкостенного цилиндра, работающего под внутренним давлением  $P$  и имеющего внутренний диаметр  $D$ . Пунктиром на рисунке указано положение срединной поверхности (рисунок 2.12).

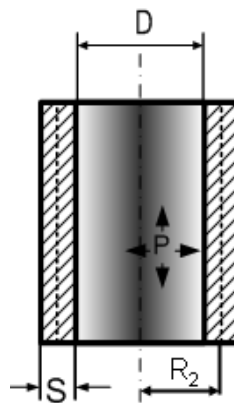


Рисунок 2.12. – Схема к расчету цилиндрического корпуса

Преобразуем уравнение равновесия элемента (2.2) и уравнение зоны (2.4) применительно к цилиндру, учитывая, что  $R_1$  стремится к  $\infty$ , а

$$R_2 = \frac{D}{2} + \frac{S}{2}.$$

Из уравнения (2.2)

$$\frac{P}{S} = \frac{2\sigma_t}{D+S} + \frac{\sigma_m}{\infty} \Rightarrow \sigma_t = \frac{(D+S)P}{2S}.$$

Из уравнения (2.4)

$$\sigma_m = \frac{P(D+S)}{4S}.$$

Из полученных уравнений видно, что напряжения остаются постоянными по всей длине цилиндра, т.е. все точки цилиндра равноопасны. При этом всюду соблюдается соотношение

$$\sigma_t = 2\sigma_m.$$

Запишем уравнение для расчета эквивалентных напряжений

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}.$$

Учитывая, что  $\sigma_{\text{max}} = \sigma_t$ , а  $\sigma_{\text{min}} = \sigma_r = 0$  по принятым ранее допущениям, после подстановки:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_t = \frac{(D+S) \cdot P}{2S}.$$

Как упоминалось ранее, условие прочности для тонкостенных корпусов, работающих под внутренним давлением:  $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]$ . Запишем условие прочности, оставляя только знак равенства:

$$\frac{(D+S) \cdot P}{2S} = [\sigma].$$

Решим последнее уравнение относительно  $S$ :

$$S = \frac{P \cdot D}{2[\sigma] - P}.$$

В ГОСТ 14249-89 данное уравнение записано в следующем виде:

$$S = \frac{P \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi - P} + C_1 + C_2 + C_3, \quad (2.5)$$

где  $\varphi$  – коэффициент прочности продольного сварного шва; указывает, насколько прочность металла сварного шва меньше прочности основного металла;

$C_1$  – прибавка на коррозию; находят как произведение скорости коррозии ( $V$ ) на срок службы аппарата ( $T$ );

$C_2$  – прибавка на минусовой допуск листового проката;

$C_3$  – прибавка на технологию изготовления; добавляется конструктором или технологом-изготовителем.

Срок службы аппарата, если нет дополнительных требований, принимают равным 20 лет. Прибавки  $C_2$  и  $C_3$  учитывают в тех случаях, когда их суммарное значение превышает 5% номинальной толщины листа.

### Вывод уравнения для расчета толщины тонкостенного конуса

Для вывода уравнения расчета толщины конической оболочки рассмотрим часть конуса, отсеченного рядом нормальных сечений (рисунок 2.13).

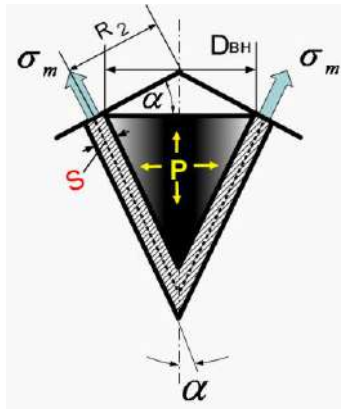


Рисунок 2.13. – Схема расчета конического корпуса

Преобразуем уравнения (2.2) и (2.4) применительно к конусу, учитывая, что  $R_1 \rightarrow \infty$ , а  $R_2 = \frac{D_{ВН}}{2 \cdot \cos \alpha} + \frac{S}{2}$  (см. рисунок 2.13).

Преобразуем уравнение (2.2), подставляя в него значения  $R_1$  и  $R_2$ :

$$\frac{P}{S} = \frac{\sigma_t}{R_2} \rightarrow \sigma_t = \frac{P \cdot R_2}{S}.$$

Аналогично из уравнения (2.4) получим:

$$\sigma_m = \frac{P \cdot R_2}{2 \cdot S}.$$

Напомним что по определению  $\sigma_r = 0$ , следовательно, оно является минимальным. Из сравнения уравнений для расчета  $\sigma_m$  и  $\sigma_t$  видно, что  $\sigma_t$  в два раза больше, чем  $\sigma_m$ . Максимальные значения оба напряжения получают в плоскости

основания. Запишем уравнение для расчета эквивалентных напряжений в наиболее опасном сечении:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}} = \frac{P \cdot R_2}{S} = \frac{P \cdot \left( \frac{D}{2 \cdot \cos \alpha} + \frac{S}{2} \right)}{S}.$$

Потребуем выполнение условия прочности  $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]$ , оставляя только знак равенства:

$$\frac{P \cdot \left( \frac{D}{2 \cdot \cos \alpha} + \frac{S}{2} \right)}{S} = [\sigma].$$

Решим полученное уравнение относительно  $S$ :

$$S = \frac{P \cdot D}{2 \cdot [\sigma] - P} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}. \quad (2.6.)$$

Формула (2.6) применима для сталей, алюминиевых и медных сплавов при  $\frac{s_k - c}{D} \leq \frac{0,1}{\cos \alpha}$ , для титановых сплавов – при  $\frac{s_k - c}{D} \leq \frac{0,25}{\cos \alpha}$ .

#### Вывод уравнения для расчета толщины тонкостенной сферы

Необходимо получить уравнение для расчета величины  $S$  для случая, показанного на рисунке 2.14.

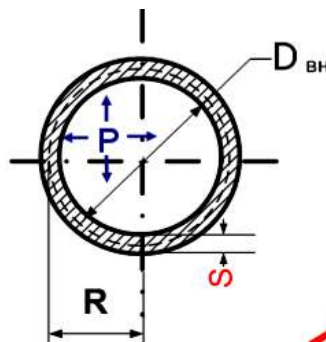


Рисунок 2.14. – Схема к расчету сферического корпуса

Ввиду полной геометрической и силовой симметрии для сферы справедливы соотношения

$$R_1 = R_2 = R, \quad \sigma_m = \sigma_t = \sigma.$$

Подставим данные значения в уравнение (2.2):

$$\frac{P}{S} = \frac{\sigma}{r} + \frac{\sigma}{r},$$

откуда

$$\sigma = \frac{PR}{2S}.$$

Из уравнения видно, что все точки на сфере равноопасны. Запишем для любой из них уравнение эквивалентных напряжений, учитывая, что  $\sigma_r = 0$  по определению.

$$\sigma_{\text{эке}} = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}} = \sigma - \sigma_r = \frac{PR}{2S}.$$

Потребуем выполнение условия прочности  $\sigma_{\text{эке}} \leq [\sigma]$ , оставляя только знак равенства. Решим уравнение относительно  $S$ :

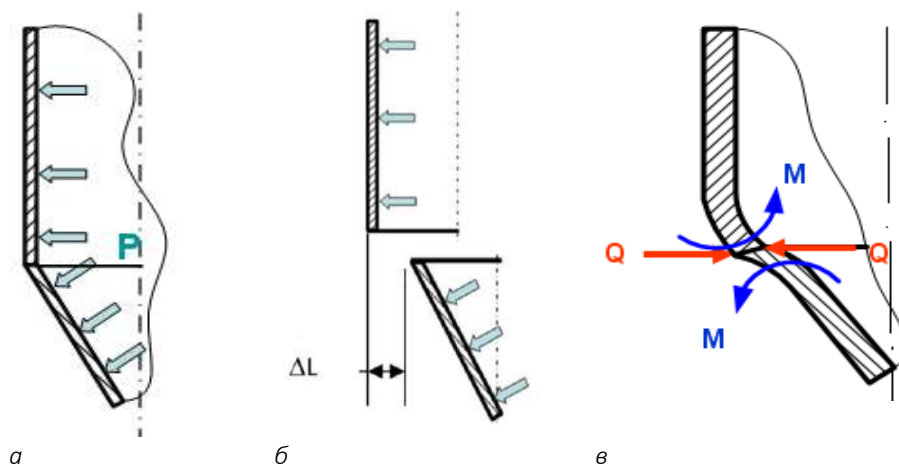
$$S = \frac{P \cdot D}{4 \cdot [\sigma] - P}. \quad (2.7)$$

Более равномерное распределение напряжений, чем в цилиндре, приводит к тому, что при прочих равных условиях сферы оказываются практически в два раза тоньше, чем цилиндры.

Формула (2.7) применима для сталей, алюминиевых и медных сплавов при  $\frac{s-c}{D} \leq 0,1$ .

### Возникновение и учет краевых напряжений в тонкостенных оболочках

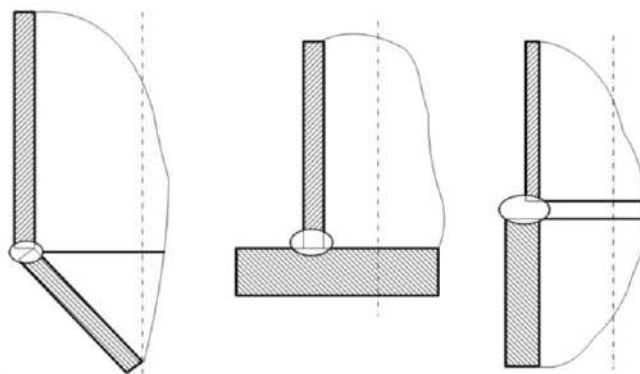
В большинстве случаев при конструировании тонкостенных аппаратов не удается выполнить одно из ограничений, накладываемых на подобные конструкции, – отсутствие переломов в образующей. Рассмотрим на качественном уровне, что происходит с деформациями и напряжениями по линии перелома образующей на примере аппарата, работающего под внутренним давлением и состоящим из цилиндрического корпуса и конического днища (рисунок 2.15, а). Мысленно разделим цилиндр и конус и позволим им деформироваться под действием давления свободно (рисунок 2.15, б). В результате различной жесткости и различного направления действия давления края оболочки получают различные деформации в радиальном направлении ( $\Delta L$ ).



**Рисунок 2.15. – Краевые усилия и деформации в сопряжении цилиндра с конусом**

Такое раздельное деформирование можно представить, как мы уже сказали, только мысленно. В реальности цилиндр и конус сварен, и по линии стыка деформации должны быть одинаковыми. В результате появляется силовое взаимодействие цилиндра и конуса. Поэтому суммарная деформация будет выглядеть, как показано на рисунке 2.15, в. Как видно, края цилиндра и конуса оказались изогнуты по периметру. Считается, что изгиб произошел из-за возникновения краевого момента ( $M$ ) и краевой перерезывающей силы ( $Q$ ).

Аналогичная картина возникает всегда, когда в корпусе при движении вдоль меридиана обнаруживается изменение жесткости. Некоторые конструктивные причины появления краевых усилий в оболочках показаны на рисунке 2.16: соединение оболочек различной формы; цилиндр, закрытый плоским днищем; изменение толщины оболочки и т.п.



**Рисунок 2.16. – Узлы аппаратов, в которых возникают краевые напряжения**

Краевые силы и моменты вызывают соответственно появление краевых напряжений, которые имеют максимальные значения по линии стыка, а затем по мере удаления быстро затухают, имея знакопеременный характер (рисунок 2.17).



**Рисунок 2.17. – Кривая, отражающая характер изменения краевых напряжений**

Точные расчеты и опыт эксплуатации показали, что в аппаратах, выполненных из пластичных материалов и рассчитанных по безмоментной теории, краевые напряжения в сочетании с напряжениями от давления могут в сумме достигать значений, не превышающих предел текучести. При этом деформации в зонах действия краевых нагрузок таковы, что не препятствуют дальнейшей эксплуатации аппарата. Поэтому в тонкостенных аппаратах,

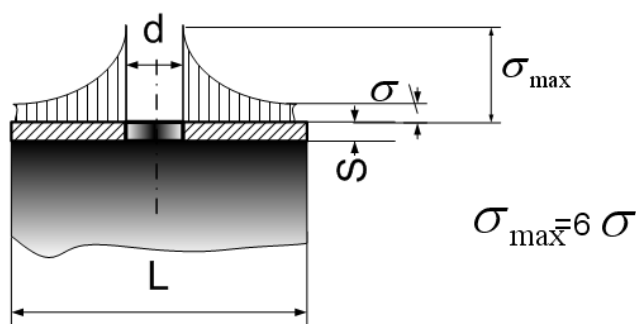
работающих под внутренним давлением и рассчитанным по уравнениям ГОСТ 14249-89, краевые напряжения не учитываются.

Учет краевых напряжений, обязательно проводят при расчете резервуаров, работающих под налив (рассчитываемых по СНиП), и аппаратах, подверженных малоцикловым нагрузкам. Краевые напряжения также учитываются и в аппаратах, выполненных из хрупких материалов.

В целом при конструировании различных элементов химического оборудования на качественном уровне учитывают возможность появления краевых напряжений и соответственно принимают конструкторские решения, снижающие риск чрезмерного повышения давления в локальных зонах.

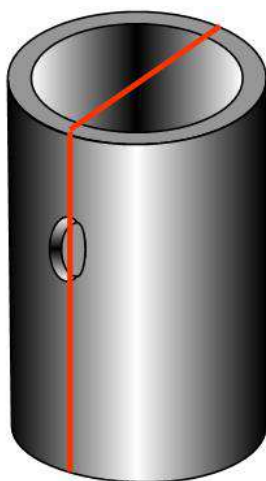
### Укрепление корпусов, ослабленных отверстиями

В любом реальном аппарате имеется значительное количество штуцеров для подсоединения трубопроводов. Для их установки на обечайке или в днищах вырезают отверстия, которые ослабляют стенки аппаратов: во-первых, уменьшается площадь сечения металла, воспринимающего нагрузки, во-вторых, по краю отверстия возникает концентрация напряжений, которая может в разы превысить напряжения в стенке аппарата (рисунок 2.18). Для расчета необходимого увеличения толщины стенки, восстанавливающего прочность, правильно было бы сначала рассчитать возникшие вокруг отверстия максимальные напряжения, а затем, потребовав выполнения условия прочности, толщину стенки. Однако необходимость обеспечения безопасной эксплуатации паровых котлов появилась у инженеров много раньше, чем ученые нашли метод расчета концентрации напряжений вокруг отверстий. И инженерами был разработан простой метод расчета, известный как «метод равных площадей». Он до сих пор используется в нормативных документах многих стран. Для предотвращения ослабления стенки аппарата в зону повышенных напряжений вносят дополнительный металл в виде элементов, укрепляющих корпус.



**Рисунок 2.18. – Распределение напряжений в районе отверстия**

Расчет размеров укрепляющих элементов ведут без учета концентрации напряжений по краю отверстия, исходя только из необходимости компенсировать металл, изъятый в процессе создания отверстия. При этом рассматривается наиболее опасное (меридиональное) сечение оболочки, проходящее через диаметр отверстия (рисунок 2.19).

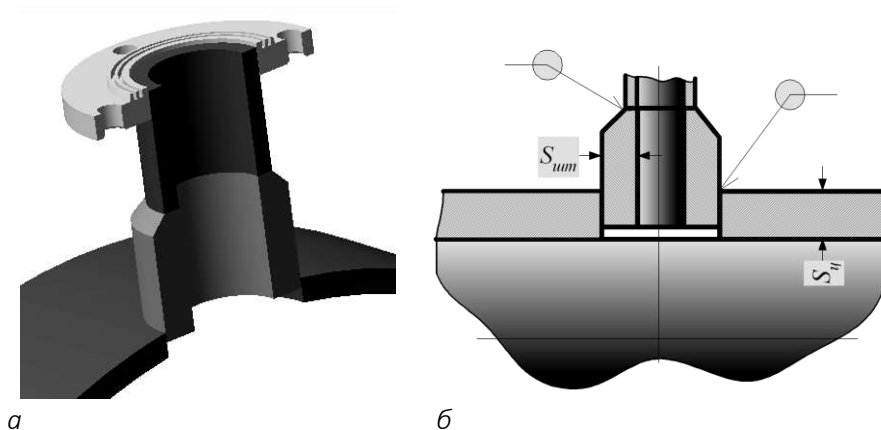


**Рисунок 2.19. – Расположение наиболее опасного сечения**

Строго говоря, согласно данному методу дополнительную площадь металла можно было бы вводить в виде двух полос вдоль меридионального сечения, проходящего через диаметр отверстия (наиболее опасное сечение). Однако для увеличения надежности конструкции дополнительный металл вводят не только в наиболее опасном сечении, а в виде кольца той или иной формы, расположенного вокруг отверстия.

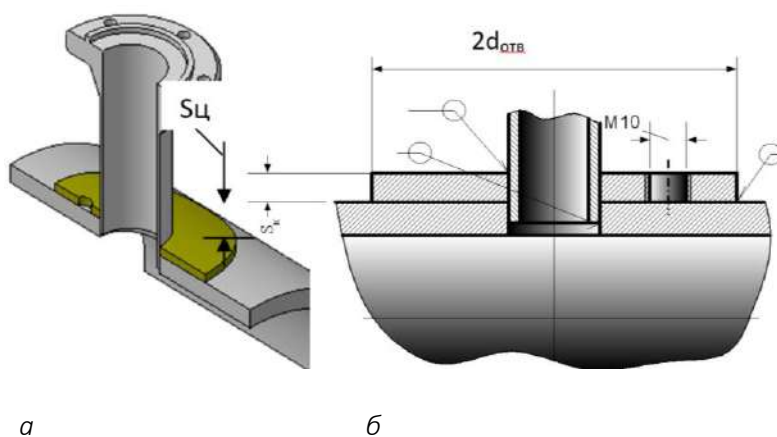
Рассмотрим некоторые конструкции укрепляющих элементов. Наиболее распространенные из конструкций показаны на рисунках 2.20 и 2.21.

Считается, что при использовании в качестве укрепляющего элемента утолщенного штуцера весь дополнительно внесенный металл находится в зоне наиболее высоких напряжений. При этом важно соблюдение условия  $0,7S_u \leq S_{um} \leq 1,45S_u$ , которое обеспечивает хорошие условия сварки.



**а – внешний вид; б – чертеж**

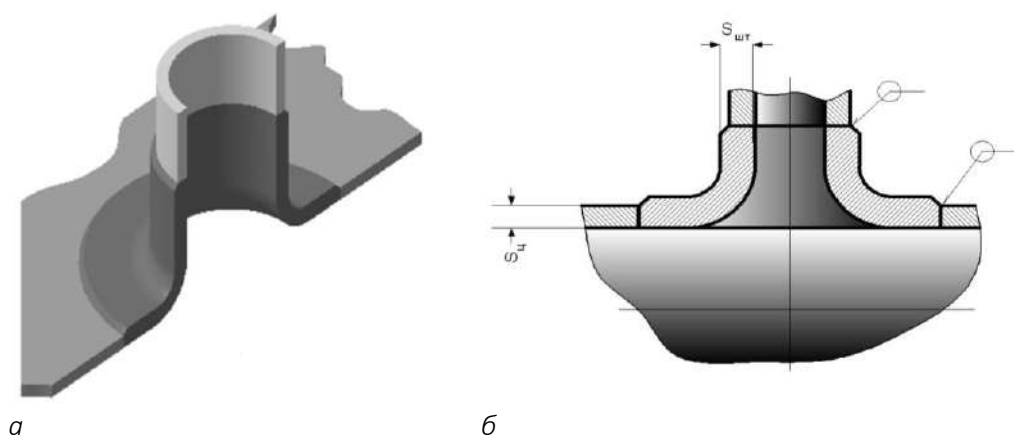
**Рисунок 2.20. – Укрепление отверстия утолщенным штуцером**



**а – внешний вид; б – чертеж**

**Рисунок 2.21. – Укрепление отверстия накладным кольцом**

Накладные кольца обычно размещаются снаружи аппарата, но могут быть помещены и внутри, а при необходимости как внутри, так и снаружи. При этом должно выполняться условие  $0,7S_{\kappa} \leq S_{\kappa} \leq 1,4S_{\kappa}$ , которое, как и в предыдущем случае, обеспечивает хорошие условия сварки. В накладном кольце должно быть предусмотрено отверстие М10, используемое для подачи сжатого воздуха в зазор между корпусом и кольцом с целью проверки качества сварных швов. Обычно толщину кольца принимают равной толщине корпуса аппарата, а его наружный диаметр – двум диаметрам отверстия патрубка. Увеличивать диаметр накладного кольца нерационально, т.к. металл кольца, находящийся за указанными пределами, не оказывает эффективного укрепляющего действия. Наилучшей конструкцией с точки зрения распределения напряжений является утолщенный штуцер с тороидальным переходом (рисунок 2.22).



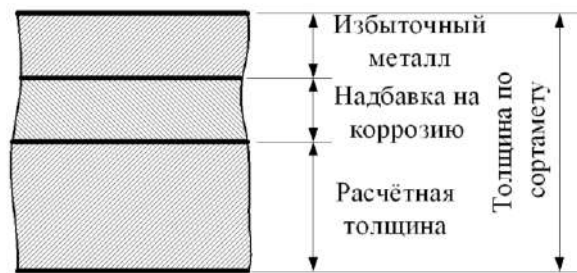
**а – внешний вид; б – чертеж**

**Рисунок 2.22. – Укрепление штуцером с тороидальным переходом**

Изготавливается литьем, однако применяется редко из-за необходимости при изготовлении аппаратов иметь на складе все типоразмеры штуцеров.

Чтобы выбрать определенный способ укрепления отверстия, необходимо придерживаться алгоритма расчета, изложенного в ГОСТ 24755-81.

1. Определяются расчетный диаметр корпуса ( $D_R$ ) и расчетный диаметр отверстия ( $d_R$ ).
2. Определяется расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления ( $d_{OR}$ ). Отверстия, для которых выполняется соотношение  $d_R > d_{OR}$ , требуют укрепления.
3. Определяется расчетная площадь вырезанного сечения ( $F_R$ ).
4. Определяются расчетная площадь ( $F_{SR}$ ) избыточного металла стенки (рисунок 2.23).



**Рисунок 2.23. – Схема, поясняющая термин «избыточный металл стенки»**

5. Определяется расчетная площадь избыточного металла штуцера ( $F_{1R}$ ).
6. Проверяется условие возможности укрепления стенки избыточным металлом:

$$F_r \leq F_{SR} + F_{1R}.$$

Если условие не выполняется, то предлагается ввести дополнительный металл в зону повышенных напряжений в виде утолщенного штуцера.

7. Определяется расчетная площадь вводимого элемента ( $F_{iR}$ ).
8. Проверяется условие

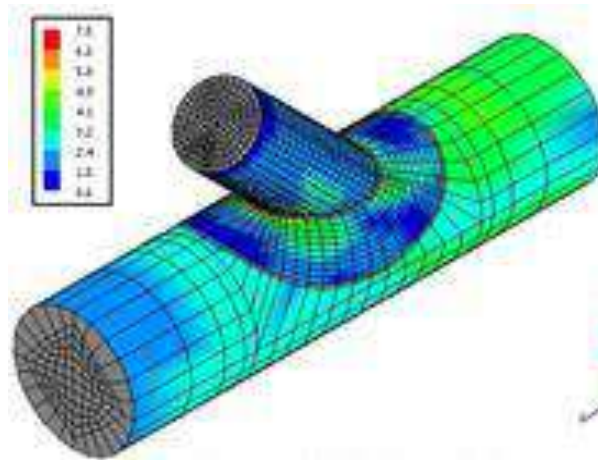
$$F_R \leq F_{SR} + F_{1R} + F_{iR}. \quad (2.8)$$

Если условие не выполняется, то предлагается осуществлять укрепление отверстия накладным кольцом. Выбираются размеры кольца, и повторно проверяется условие (2.8).

Необходимо отметить, что к настоящему времени наряду с описанной методикой разработаны нормативные документы, позволяющие рассчитывать возникающие вокруг отверстия напряжения при воздействии не только от действия внутреннего или наружного давления в аппарате, но и усилий, которые воздействуют на штуцер со стороны присоединенного трубопровода.

С быстрым развитием характеристик компьютеров появилась возможность при проведении прочностных расчетов использовать метод конечных элементов (МКЭ). Данный метод реализован в САПРовском пакете для прочностных расчетов ПАССАТ, раздел Штуцер – МКЭ. Использование этой программы не требует специальной подготовки пользователя и значительных временных затрат. Создание конечно-элементной разбивки врезки производится автоматически. Оценка полученных результатов напряженно-деформированного состояния зоны приводится в виде трехмерной модели, на которую

нанесены в виде цветовой карты значения напряжений и деформаций. Каждому цвету соответствует свое значение напряжений. Рядом расположена таблица соответствий цвет–напряжение (рисунок 2.24).



**Рисунок 2.24. – Цветовая карта распределения напряжений**

### 2.3. Тонкостенные цилиндры, работающие под наружным давлением

Наружное избыточное давление может появиться в случае создания в корпусе вакуума (тогда его максимальное значение не превысит 0,1 МПа), а также когда аппараты обогревают паром, подаваемым в зазор между корпусами. В этом случае внутренний корпус будет работать под наружным давлением, равным разнице давления во внутреннем корпусе и давления греющего пара.

#### Особенности разрушения

Из рисунка 2.25, на котором показаны деформации цилиндрического корпуса под воздействием внутреннего и наружного давлений, видно, что металл стенки во втором случае оказывается сжатым вдоль длинной стороны.



**Рисунок 2.25. – Деформация цилиндра под воздействием различных давлений**

При достижении давлением некоторого значения, называемого критическим ( $P_{кр}$ ), цилиндр практически мгновенно получает большие деформации (потеря устойчивости формы), которые не совместимы с дальнейшей его эксплуатацией. Величина критического давления зависит от размеров аппарата, механических свойств материала, наличия первоначальных отклонений от цилиндрической формы, конструкции крепления торцов цилиндра.

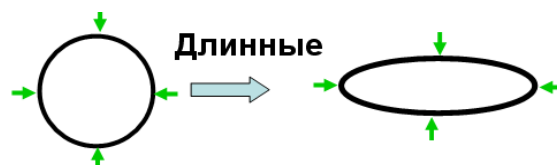
На рисунке 2.26 показан резервуар, который был доведен до потери устойчивости.



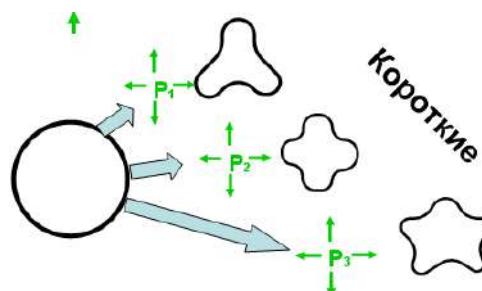
**Рисунок 2.26. – Общий вид разрушенного резервуара объемом 700 м<sup>3</sup>**

### Особенности расчета цилиндров, работающих под наружным давлением

В теории расчета тонкостенных цилиндров, работающих под наружным давлением, рассматривают отдельно длинные и короткие цилиндры. Первые в процессе потери устойчивости сплющиваются (рисунок 2.27), а вторые могут получать в зависимости от конкретных условий разное количество волн по периметру (рисунок 2.28).



**Рисунок 2.27. – Потеря устойчивости длинных цилиндров**



**Рисунок 2.28. – Потеря устойчивости коротких цилиндров**

При этом сложность расчета заключается в том, что количество волн и критическое давление связаны между собой, но сколько будет образовано волн, заранее определить невозможно.

В момент потери устойчивости напряжения в стенке могут быть меньше  $[\sigma]$ , т.е. металл не разрушается и цилиндр может остаться герметичным. Для относительно толстых цилиндров потеря устойчивости может происходить при напряжениях, равных пределу текучести.

Таким образом, при использовании теоретических уравнений сначала определяют, является цилиндр длинным или коротким, а затем – при каком напряжении будет потеряна устойчивость. В зависимости от результата выбирается одна из четырех методик расчета (рисунок 2.29).



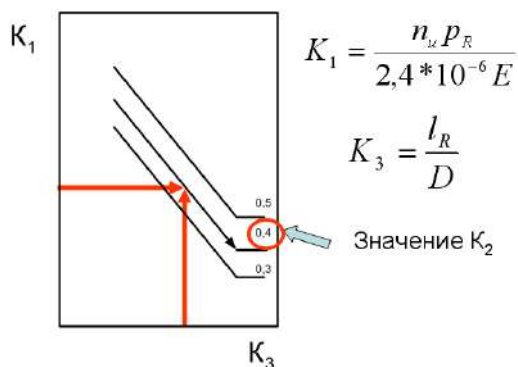
**Рисунок 2.29. – Схема расчета тонкостенного цилиндра, работающего под наружным давлением**

В действующем ГОСТ 14249-89 за счет использования номограмм и специальной формы записи уравнения для расчета толщины стенки процесс расчета упростили, разбив его на два последовательных этапа:

1. Приблизительно определяется толщина цилиндра

$$S = \max \left\{ K_2 \cdot D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot P \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} \right\}, \quad (2.9)$$

где  $K_2$  – коэффициент, определяемый по номограмме ГОСТ 14249-89 (рисунок 2.30).



**Рисунок 2.30. – Последовательность определения  $K_2$**

Величина  $l'_R$ , входящая в уравнение для расчета  $K_3$  – расчетная длина цилиндров, учитывающая наличие днищ [2],

$$l'_R = l_{\text{ц}} + a,$$

где  $l_{\text{ц}}$  – длина цилиндра;

$a$  – длина примыкающего элемента:

$$a = \frac{H}{3} \text{ – для выпуклых днищ;}$$

$$a = \frac{D}{6 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \text{ – для конических обечаек (днищ) без отбортовки, но не более длины}$$

конического элемента;

$$a = \max \left( r \cdot \sin \alpha; \frac{D}{6 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right) \text{ – для конических обечаек (днищ) с отбортовкой, но не более}$$

длины конического элемента,

где  $\alpha$  – половина угла при вершине конической обечайки;

$r$  – внутренний радиус отбортовки конической обечайки (днища).

2. Полученная по уравнению (2.9) толщина обязательно проверяется на допускаемое давление

$$[P] = \frac{[P]_p}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_p}{[P]_E} \right)^2}}, \quad (2.10)$$

где  $[P]_p$  – допускаемое давление из условия прочности,

$$[P]_p = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (s - c)}{D + (s - c)};$$

$[P]_E$  – допускаемое давление условия устойчивости,

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_{\gamma} \cdot B_1} \cdot \frac{D}{l} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (c - s)}{D} \right]^{2,5},$$

где  $c$  – прибавка для компенсации коррозии;

$n_{\gamma}$  – коэффициент запаса устойчивости;

$B_1$  – безразмерный коэффициент.

### Учет одновременного воздействия нескольких нагрузок

Цилиндрические корпуса могут испытывать кроме наружного давления ( $P$ ) еще и усилия осевого сжатия ( $F$ ), например, при наличии рубашки, закрывающей корпус и днище, а также изгибающие моменты ( $M$ ), например, от воздействия ветра.

При этом условие устойчивости цилиндрического корпуса имеет вид

$$\frac{P}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1,$$

где  $P, F, M$  – реально действующие усилия, а  $[P], [F], [M]$  – допускаемые величины, значения которых рассчитываются по уравнениям ГОСТ 14249-89.

### Особенности расчета конических обечаек, работающих под наружным давлением

Основной особенностью расчета является то, что приблизительный расчет толщины конической обечайки проводится по уравнениям, используемым для расчета цилиндров (уравнение (2.9)). Проверка полученного значения толщины на допускаемое давление проводится по уравнению (2.10). Но уже величины  $[P]_E$  и  $[P]_P$ , входящие в него, определяются по уравнениям для конических обечаек, приведенных в ГОСТ 14249-89. В этом же ГОСТе имеются уравнения для расчета совместного воздействия усилий ( $P, F$  и  $M$ ).

Более подробно расчет и конструирование конических обечаек, используемых в качестве днищ, будет рассказано в главе 3 «Днища и крышки аппаратов».

## 2.4. Появление сварочных напряжений

Как видно из предыдущего материала, корпуса аппаратов изготавливаются методом сварки из заранее изготовленных обечаек.

Процесс сварки плавлением сопровождается нагреванием металла сварочного соединения, который претерпевает структурные и химические изменения. Различают три зоны соединения: зону наплавленного металла, зону термического влияния сварки и зону основного металла. Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок основного металла, в котором происходят структурные фазовые изменения вследствие нагрева до температуры выше 720 °С. Глубина этой зоны при ручной сварке приблизительно равна 3–6 мм, при автоматической – 2–4 мм.

Одним из последствий сварки является появление в металле, вокруг сварочного шва, дополнительных напряжений и, соответственно, деформаций корпуса. Напряжения возникают во время сварки и по завершению процесса. В последнем случае они формируются по мере охлаждения детали и называются остаточными. Такие напряжения практически во всех конструкционных материалах присутствуют в течение всего эксплуатационного периода.

Напряжения, возникающие при сварке, часто достигают величины предела текучести. Иначе говоря, в сварном изделии действуют напряжения, превышающие допускаемые еще до приложения к нему полезной нагрузки. Если напряжения от нагрузки складываются с остаточными напряжениями, наступает местная пластическая деформация, в результате которой увеличения напряжений выше предела текучести не происходит. Местная текучесть обычно захватывает небольшие участки сварного соединения и не исчерпывает пластических свойств металла. В результате местной текучести прочность, а также геометрические размеры соединения или конструкции не изменяются (при статической нагрузке).

В некоторых случаях эти напряжения могут достигать таких величин, что в металле корпуса появляются трещины.

В качестве причин, вызывающих напряжения, обычно называют следующие:

1. Неравномерный нагрев сварочной зоны и прилегающих участков. Более горячий металл расширяется сильнее холодного, поэтому между слоями с разной температурой появляются напряжения. Их значения определяются степенью нагрева и коэффициентом теплового расширения.

2. Усадки. Когда при охлаждении после сварки металл переходит из жидкой фазы в твердое состояние (кристаллизуется), объем уменьшается. Этот процесс сопровождается растягиванием прилегающих участков с образованием напряжений, направленных вдоль или поперек шва. Продольное воздействие изменяет длину соединения, а поперечное способствует образованию угловой деформации.

3. Структурные изменения. Нагрев металла при сварке вызывает не только температурные объемные изменения, но и структурные превращения. Эти превращения приводят к объемным изменениям и возникновению остаточных напряжений. В частности, образование мартенсита связано с увеличением объема. В этом случае расширению объемов с образовавшейся структурой мартенсита препятствуют участки, не претерпевшие структурных изменений. Поэтому в объемах со структурой мартенсита возникают остаточные напряжения сжатия.

### Конструирование сварных швов

Для снижения величины сварочных напряжений и деформаций при подготовке к работе специалисты рекомендуют:

- минимизацию размеров шва – наиболее простой способ снизить опасность разрушения узла. С уменьшением ширины шва уменьшается зона действия напряжений, а также усилия коробления детали, вызванные структурными изменениями в ней;
- при стыковой сварке положительный эффект достигается тщательной подготовкой кромок: их разделяют в виде букв *V*, *U* или *X*. При угловой сварке того же результата можно добиться правильной формой сечения шва: она должна иметь вид параболического треугольника, тогда перепад напряжений будет наименьшим;
- не проектировать соединения так, чтобы больше трех швов пересекались в одной точке;
- не проводить швы через места концентрации напряжений.

### Снятие сварочных напряжений

Для уменьшения или полной ликвидации остаточных напряжений применяют разные виды обработки околошовного пространства или всей детали в целом.

В химической промышленности чаще используют термическую обработку сварных соединений, которая обязательно проводится после сварки тонкостенных изделий, особо подверженных деформациям под воздействием внутренних напряжений. К таким конструкциям относятся трубопроводы, различные емкости, сосуды, работающие под давлением.

Обработка осуществляется при высоких температурных значениях в диапазоне 600–1000 °С. Это позволяет преодолеть негативные последствия неравномерного нагрева

и приблизить структуру шва и околошовной зоны к структуре самой детали. Обработка проходит в три стадии:

- нагревается область рядом со швом;
- конструкция выдерживается некоторое время в нагретом состоянии;
- изделие охлаждается в соответствии с графиком обработки.

К достоинствам обработки нагревом относят:

- восстановление целевых характеристик прочности и пластичности;
- снятие внутренних напряжений, обеспечение долговечности шва и всей конструкции.

Виды термообработки сварных швов различаются по своей цели. Обычно используют следующие процессы:

- **отпуск.** Для углеродистых сталей. Состоит в нагреве до 700 °С и 3-часовой выдержке. Практически полностью снимает напряжения, дает возможность повысить пластичность;
- **нормализация.** Всю конструкцию, включая шов, нагревают до 800 °С и выдерживают 30–40 мин. Позволяет достичь однородности и мелкозернистости структуры металла. Используется на изделиях малой толщины;
- **отжиг.** Нагрев до 960 °С, 3-часовая выдержка и остывание при комнатной температуре. Используется для высоколегированных сплавов для повышения коррозионной стойкости.

Для механического снятия напряжений используют обработку проковкой, прокаткой, вибрацией, взрывом, чтобы создать нагрузку с противоположным знаком.

## 2.5. Краткие сведения о воздействии малоцикловых нагрузок

Известно, что при воздействии на деталь в течение длительного времени циклических нагрузок, величины которых значительно меньше, чем те, что приводят к появлению напряжений, равных пределу прочности, может произойти разрушение детали. В настоящее время к малоцикловым нагружениям относят ситуации, когда в процессе эксплуатации происходит от  $10^3$  до  $10^6$  циклов нагружения (для стали).

При этом после некоторого количества циклов в зонах наибольшего нагружения появляются внутренние трещины, которые не могут быть выявлены приборами массового применения.

Характеристики сопротивления малоцикловому деформированию и разрушению определяют по результатам серии испытаний стандартных образцов конструкционных материалов и металла сварных соединений. Основными типами испытаний при малоцикловом нагружении являются испытания при симметричном и асимметричном циклах деформаций и напряжений.

### Определения, используемые при изучении циклических нагрузок

**Цикл** – замкнутая однократная смена напряжений, получающая непрерывный ряд значений.

**Циклическая прочность** – способность материалов выдерживать эти напряжения без разрушения.

**Долговечность** – число циклов, выдерживаемых образцом (деталью) до разрушения.

**Усталость** – явление разрушения материалов под действием повторных или знакопеременных напряжений

**Предел усталости** – значение амплитуды напряжения, ниже которого образец или деталь может выдержать бесконечное число циклов без разрушения.

Для зарождения усталостного разрушения (появления трещин) всегда необходима некоторая пластическая деформация, которая проявляется в виде полос скольжения, выходящих на поверхность деформируемого тела.

Общепринято деление процесса усталостного разрушения материалов на две стадии:

– зарождения трещины – период накопления обратимой повреждаемости в пределах отдельных зерен, образование субмикротрещин в полосах скольжения, у границ блоков и т.п.;

– докритическое развитие трещины – период стабильного роста трещины. Эта стадия начинается, когда одна из микротрещин, находящаяся в наиболее благоприятных условиях, пересекает границу одного, а затем нескольких зерен и перерастает в макротрещину.

Дальнейший процесс усталостного разрушения материала связан с развитием сформировавшейся макротрещины. Вторая стадия оканчивается, когда макротрещина достигает критического размера. Чем длиннее трещина, тем большую концентрацию напряжений она вызывает. Это означает, что скорость развития трещины с течением времени будет увеличиваться. Из-за наличия трещины прочность конструкции уменьшается; она становится меньше, чем исходная прочность, на которую была рассчитана. Прочность конструкции уменьшается с ростом размера трещины. В дальнейшем трещины начинают расти, выходят на поверхность и в конечном итоге приводят к разрушению детали.

### Основные факторы, ускоряющие разрушение

Считается, что в наибольшей степени на скорость развития трещин при малоцикловом нагружении влияют:

- общая величина внешних сил и соответственно напряжений, например, давление ( $P$ );
- число циклов нагружения ( $N$ );
- амплитуда (размах) колебаний напряжений в рассматриваемом узле ( $\sigma_d$ );
- возникающие краевые напряжения.

Расчет аппаратов при воздействии малоцикловых нагружений осуществляют по ГОСТ 34233.6-2017 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках».

При расчете на малоцикловую усталость учитывают следующие циклы нагружений:

- рабочие циклы, которые имеют место между пуском и остановом рассчитываемого сосуда и относятся к нормальной эксплуатации сосуда;
- циклы нагружения при повторяющихся испытаниях давлением;
- циклы дополнительных усилий от воздействия трубопроводов на элементы сосуда или аппарата через крепление;
- циклы нагружения, вызванные стесненностью температурных деформаций при нормальной эксплуатации сосуда.

Неучитываемые циклы нагрузок:

- ветровые и сейсмические воздействия;
- нагрузки, возникающие при транспортировании и монтаже;
- нагрузки, у которых размах колебаний не превышает 15% допустимого значения при расчете на статическую прочность;
- температурные нагрузки, при которых размах колебания разности температур в двух соседних точках менее 15 °С. Под соседними точками следует понимать две точки стенки сосуда, расстояние между которыми не превышает  $\sqrt{2Ds}$  ( $D$  – диаметр сосуда;  $s$  – толщина стенки сосуда).

### Последовательность расчета

Расчет аппаратов, испытывающих малоцикловую нагрузку, ведут по ГОСТ 34233.6-2017. Данному расчету предшествует определение размеров объекта исходя из статической нагрузки. Расчет на циклическую прочность сначала производят по упрощенной методике. Если условие прочности не выполняется, то проводят уточненный расчет. Допускается уточненный расчет не проводить, если упрощенный расчет дает положительный результат.

## 2.6. Конструирование тонкостенных корпусов аппаратов

Цилиндрический корпус аппарата собирается из нескольких обечаек, которые изготавливаются вальцовкой из листового проката. Реже корпуса изготавливаются из труб большого диаметра. Кромки обечаек, образующие корпус аппарата, соединяются между собой сваркой преимущественно встык. Чтобы избежать возникновения больших остаточных напряжений от сварки, нужно выполнить смещение продольных швов. Швы в листах смежных обечаек должны быть смещены по отношению друг друга на значение не менее 3-кратной толщины стенки обечайки, но не менее чем на 100 мм между осями швов.

При создании оборудования из высоколегированных сталей стоит учитывать достаточно высокую их стоимость и помнить о том, что они требуют сохранения коррозионной стойкости. Рациональнее всего из высоколегированных сталей изготавливать лишь те элементы корпуса, которые будут подвергаться воздействию агрессивных сред, а все остальные детали оборудования лучше выполнять из углеродистых сталей. Высоколегированная сталь и углеродистая являются разнородными сталями, и при их сварке происходит проникновение легирующих компонентов в углеродистый металл, что заметно снижает коррозионную стойкость первой. Поэтому места стыка разнородных сталей необходимо отдалять от мест воздействия агрессивных сред путем введения промежуточных элементов.

**Люки и крышки.** Сосуды должны быть снабжены необходимым количеством люков и смотровых лючков, обеспечивающих осмотр, очистку и ремонт сосудов, а также монтаж и демонтаж разборных внутренних устройств.

Сосуды с внутренним диаметром более 800 мм должны иметь люки, а с внутренним диаметром 800 мм и менее – лючки. Крышки массой более 20 кг должны быть снабжены подъемно-поворотными или другими устройствами для их открывания и закрывания.

**Сварные швы и их расположение.** При сварке обечаек и труб, приварке днищ к обечайкам должны применяться стыковые швы с полным проплавлением.

Применение нахлесточных сварных швов допускается для приварки к корпусу укрепляющих колец, опорных элементов, подкладных листов, пластин под площадки, лестницы, кронштейны и т.п.

При приварке к корпусу сосуда внутренних и внешних устройств (опорных элементов, тарелок, рубашек, перегородок и др.) допускается пересечение этих сварных швов со стыковыми швами корпуса при условии предварительной проверки перекрываемого участка шва корпуса радиографическим контролем или ультразвуковой дефектоскопией.

В горизонтальных сосудах допускается местное перекрытие седловыми опорами кольцевых сварных швов на общей длине не более  $0,35\pi D$ , а при наличии подкладного листа – не более  $0,5\pi D$ , где  $D$  – наружный диаметр сосуда.

Во избежание перегрева в процессе сварочных работ, при котором происходит выгорание легирующих компонентов и, как следствие, ухудшение коррозионной стойкости, нужно позаботиться о том, чтобы у свариваемых элементов была одинаковая толщина. В стыковых сварных соединениях элементов сосудов с разной толщиной стенок должен быть обеспечен плавный переход от одного элемента к другому путем постепенного утонения кромки более толстого элемента. Угол наклона поверхностей перехода не должен превышать  $20^\circ$ .

**Расположение отверстий в стенках сосудов.** Отверстия для люков, лючков и штуцеров должны располагаться, как правило, вне сварных швов.

Допускается расположение отверстий:

- на продольных швах цилиндрических и конических обечаек сосудов, если номинальный диаметр отверстий не более 150 мм;
- на кольцевых швах цилиндрических и конических обечаек сосудов без ограничения диаметра отверстий;
- на швах выпуклых днищ без ограничения диаметра отверстий при условии 100% проверки сварных швов днищ методом радиографии или ультразвуковой дефектоскопии.

## 2.6. Расчет толстостенных корпусов

Цилиндры, толщина стенки которых превышает 10% внутреннего диаметра, называют толстостенными ( $s \geq 0,1D$ ). Обычно такие толщины возникают при внутренних давлениях более 10 МПа. При их расчете, в отличие от тонкостенных оболочек, рассматривают реальное распределение напряжений по толщине стенки.

### Историческая справка – расчет цилиндров по допускаемым напряжениям

Первоначально при разработке методик расчета толстостенных цилиндров в качестве условия прочности принимали такое же соотношение, как и для тонкостенных оболочек  $\sigma_{экв} \leq [\sigma]$ , т.е. рассматривалась работа цилиндра в упругой стадии деформации. Были получены уравнения для расчета напряжений, возникающих в стенках цилиндра. Качественная картина распределения напряжений по толщине стенки показана на рисунке 2.31.

Как видно из рисунка, максимальными напряжениями являются растягивающие кольцевые ( $\sigma_t$ ), минимальными – сжимающие радиальные ( $\sigma_r$ ). Осевые напряжения ( $\sigma_z$ ) появляются в результате действия давления на днища цилиндра.

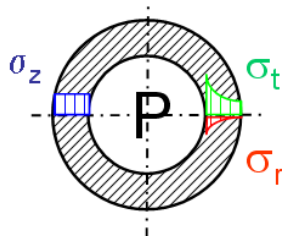


Рисунок 2.31. – Распределение напряжений в толстостенном цилиндре

На основе этих данных было получено уравнение для расчета толщины стенки:

$$s = \frac{D_{вн}}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3}P}} - 1 \right). \quad (2.11)$$

Согласно уравнению, при  $P \rightarrow \frac{[\sigma]}{\sqrt{3}}$ ,  $s \rightarrow \infty$ .

Если принять усредненное значение допускаемого напряжения для сталей равным 160 МПа, получим

$$\frac{[\sigma]}{\sqrt{3}} = \frac{160}{1,7} \approx 90 \text{ МПа} \Rightarrow s \rightarrow \infty.$$

Т.е. при давлении, приближающемся к 90 МПа, толщина стенки будет стремиться к бесконечности.

Развитие промышленности требовало использования все больших и больших давлений. Так, например, при синтезе полиэтилена в настоящее время используют процессы с давлением 2500 атм. Поэтому на некотором этапе от данной методики расчета толстостенных цилиндров (и соответственно от уравнения (2.11)) пришлось отказаться.

В ГОСТ Р 54522-2011 толщину стенки цилиндрических корпусов всех конструкций рассчитывают по предельным нагрузкам – давлению перехода материала всей стенки в пластическую зону.

Уравнение условия прочности было предложено записывать в следующей форме:

$$P_{раб} \leq \frac{P_T}{n_T},$$

где  $n_T$  – коэффициент запаса прочности по пределу текучести;

$P_T$  – давление, при котором вся толщина стенки получит напряжение, равное пределу текучести.

Таким образом, для расчета толстостенных цилиндров по современной методике необходимо уметь рассчитывать значение давления  $P_T$ .

### Вывод уравнения для расчета давления $P_T$

Рассмотрим, как изменяется эпюра распределений эквивалентных напряжений по толщине стенки при повышении давления (рисунок 2.32). Пусть давлению  $P_1$  соответствует эквивалентное напряжение  $\sigma_{экв}^1 < \sigma_T$ . Увеличим давление до значения  $P_2$ , при котором

на внутренней поверхности эквивалентное напряжение  $\sigma_{\text{экв}}^2$  станет равным  $\sigma_T$ . Если еще увеличить давление до некоторого значения  $P_3$ , то на внутренней поверхности появится зона пластических деформаций, которая будет расширяться с увеличением давления. Соответственно существует такое давление  $P_T$ , при котором вся толщина стенки получит напряжение  $\sigma_T$ .

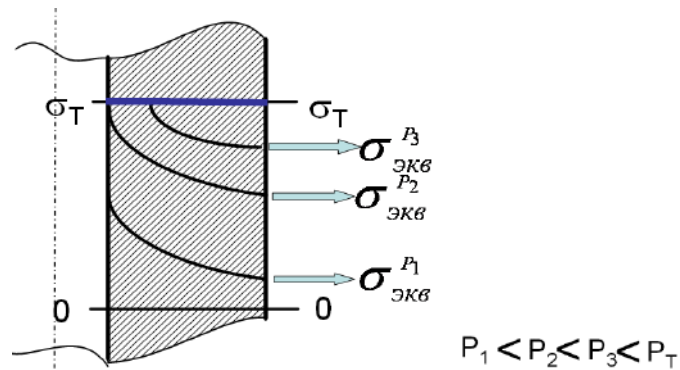


Рисунок 2.32. – Зависимость распределения эквивалентных напряжений от давления

Для последнего случая будет справедливо выражение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}} = \sigma_t - \sigma_r = \sigma_T.$$

Для решения поставленной задачи (нахождения выражения для  $P_T$ ) рассмотрим равновесие элемента, вырезанного из стенки толстостенного цилиндра двумя меридиональными, двумя нормальными и двумя кольцевыми сечениями (рисунок 2.33). Увеличенное изображение элемента показано на рисунке 2.34.

Восстановим в место реальных связей в металле их эквиваленты – напряжения: радиальные  $\sigma_r$ , кольцевые  $\sigma_t$  и осевые  $\sigma_z$ . Введем обозначения, показанные на рисунке. Отметим, что  $d\varphi$  измеряется в радианах.



Рисунок 2.33. – Схема выделения элементарного участка

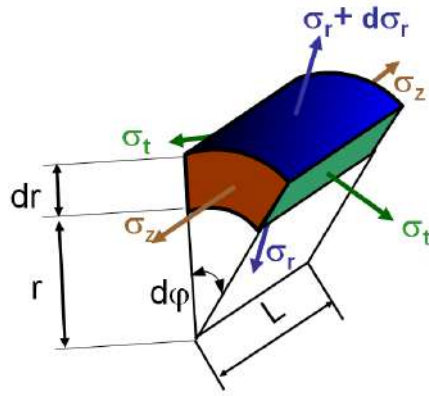


Рисунок 2.34. – Элементарный участок

Спроектируем все силы на направление радиуса. Для лучшего восприятия покажем элементарный участок на виде слева (рисунок 2.35).

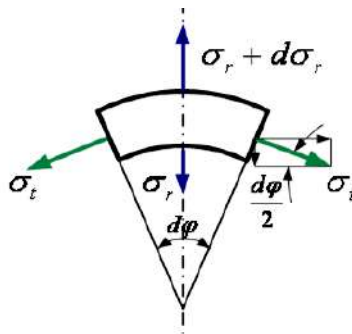


Рисунок 2.35. – Элементарный участок на виде слева

$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot (r + dr) \cdot d\varphi \cdot l - \sigma_r \cdot r \cdot d\varphi \cdot l - 2\sigma_t \cdot dr \cdot l \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} = 0.$$

Преобразуем полученное уравнение, учитывая, что синусы малых углов равны самим углам, произведение  $d\sigma_r \cdot dr \rightarrow 0$ . После сокращения получим:

$$r \cdot d\sigma_r - dr(\sigma_t - \sigma_r) = 0.$$

Учитывая, что  $\sigma_t - \sigma_r = \sigma_T$ , то

$$dr \cdot \sigma_T = d\sigma_r \cdot r,$$

$$\sigma_T \frac{dr}{r} = d\sigma_r.$$

Проинтегрируем полученное выражение неопределенным образом:

$$\int \sigma_T \cdot \frac{dr}{r} = \int d\sigma_r,$$

$$\sigma_T \cdot \ln r = \sigma_r + C, \tag{2.12}$$

где  $C$  – сумма постоянных интегрирования.

Для нахождения  $C$  рассмотрим последнее уравнение при  $r = D_{нар}$ , где  $\sigma_r = 0$ :

$$\sigma_T \cdot \ln D_{нар} = C.$$

Подставим значение  $C$  в уравнение (2.12):

$$\sigma_T \cdot \ln r - \sigma_T \cdot \ln D_{нар} = \sigma_r.$$

Откуда

$$\sigma_T \cdot (\ln r - \ln D_{нар}) = \sigma_r. \quad (2.13)$$

Учитывая, что

$$\ln r - \ln D_{нар} = \ln \frac{r}{D_{нар}} = -\ln \frac{D_{нар}}{r},$$

уравнение (2.13) получит вид

$$-\sigma_T \cdot \ln \frac{D_{нар}}{r} = \sigma_r. \quad (2.14)$$

Данное уравнение справедливо для всех  $r$ , значит, оно справедливо и для внутренней поверхности цилиндра, при  $r = D_{вн}$ , где  $\sigma_r = -P_T$ . Подставим значение  $r$  и  $\sigma_r$ , соответствующее внутренней поверхности, в уравнение (2.14):

$$-\sigma_T \cdot \ln \frac{D_{нар}}{D_{вн}} = -P_T. \quad (2.15)$$

Введем обозначение  $\frac{D_{нар}}{D_{вн}} = \beta$ . Данное отношение называется коэффициентом толстенности. Тогда выражение (2.15) примет следующий вид:

$$P_T = \sigma_T \cdot \ln \beta.$$

Таким образом, решена поставленная задача – найдено выражение для расчета давления, при котором по всей толщине стенки возникают напряжения, равные пределу текучести.

Расчет рабочего давления в соответствии с рассматриваемой методикой предлагается выполнять по уравнению

$$P_{раб} = \frac{P_T}{n_T} = \frac{\sigma_T}{n_T} \cdot \ln \beta.$$

В нормативной литературе данное уравнение выглядит как

$$P_{раб} = [\sigma] \cdot \ln \beta. \quad (2.16)$$

Для получения уравнения, позволяющего непосредственно вести расчеты толщины стенки, выполним следующие преобразования:

$$\beta = \frac{D_{нар}}{D_{вн}} = \frac{D_{вн} + 2S}{D_{вн}} = 1 + \frac{2S}{D_{вн}}.$$

Решим получившееся уравнение относительно  $S$ :

$$S = 0,5 \cdot D_{вн} \cdot (\beta - 1).$$

При расчете  $S$  величина  $\beta$  определяется по уравнению (2.16).

Анализ полученных уравнений показывает, что пластическая деформация в рабочих условиях не превышает 58% ее толщины.

## 2.7. Днища и крышки аппаратов

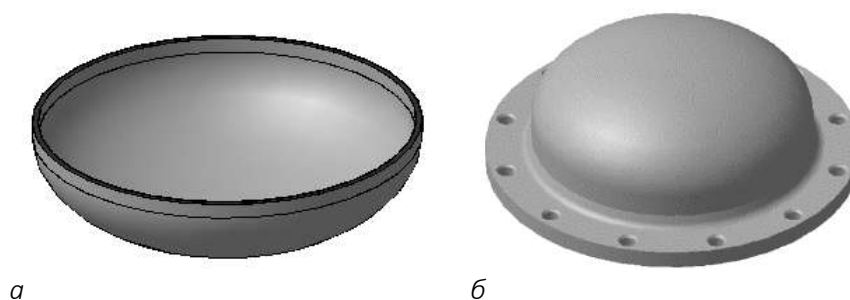
Наличие днищ и крышек делает цилиндрическую обечайку корпусом аппарата. При этом крышка и днище часто отличаются только местом положения и имеют одинаковую конструкцию. Поэтому в дальнейшем при применении термина, например, «крышка», будет подразумеваться одновременно и днище такой же конструкции. В отдельных случаях специально оговоримся, в качестве чего используется конкретная конструкция.

В промышленности наибольшее распространение получили эллиптические, торосферические, полушаровые, и конические днища, которые в наибольшей степени соответствуют требованиям безмоментной теории – работа материала на растяжение. Для небольших аппаратов и давлений применяются также плоские днища, материал которых работает на изгиб.

В зависимости от рабочих условий, размеров и назначения аппарата осуществляется выбор того или иного типа днища. Ниже различные конструкции днищ будут рассмотрены подробнее.

### Эллиптические днища

Эллиптические днища (рисунок 2.36) получили наиболее широкое распространение. Это объясняется, во-первых, относительно равномерным распределением напряжений вследствие постепенного и непрерывного изменения радиуса кривизны меридиана, во-вторых, серийностью изготовления, что уменьшает стоимость конструкции.

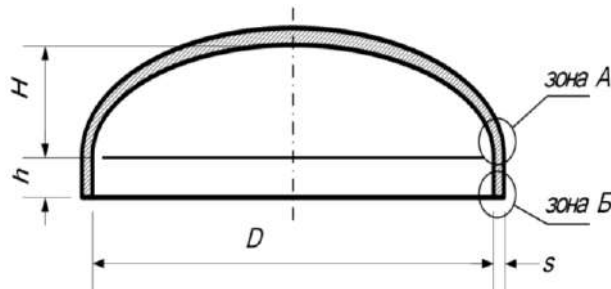


**а – без фланца; б – с фланцем**

**Рисунок 2.36. – Внешний вид эллиптического днища**

Штампованное из листовой заготовки днище представляет собой в меридиональном сечении половину эллипса, снабженного цилиндрической отбортовкой (рисунок 2.37).

Эллиптическая составляющая днища полностью соответствует ограничениям на конструирование оболочек, в которых не возникают моменты, но при переходе от эллипса к цилиндру возникают краевые напряжения (кольцевая зона А), поскольку здесь соединены оболочки различной жесткости. Цилиндрическая отбортовка высотой  $h$  необходима для разнесения в пространстве краевых напряжений и напряжений от сварки.



**Рисунок 2.37. – Эллиптическое днище**

В стандартных днищах отношение высоты эллиптической части ( $H$ ) к диаметру ( $D$ ) равно 0,25.

Толщина при воздействии внутреннего давления рассчитывается по следующей формуле:

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - 0,5 \cdot p} + \sum c. \quad (3.1)$$

При воздействии наружного давления расчет днища ведется в два последовательных этапа. На первом приблизительно рассчитывают толщину:

$$S_p = \max \left\{ \frac{0,9D}{510} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-6} E}}; \frac{pD}{2[\sigma]} \right\},$$

где  $n_y$  – запас устойчивости, равный 2,4 для рабочих условий.

а на втором определяют допускаемое давление:

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

где  $[P]_п$  – допускаемое давление из условий прочности;  $[P]_E$  – допускаемое давление из условий устойчивости; рассчитывают по уравнениям ГОСТ 14249-89.

### Торосферические днища

При производстве оборудования в России и Европе использовались разные типы днищ: в России – эллиптические, в Европе – торосферические. Сегодня, с появлением

доступного оборудования и технологий для изготовления торосферических днищ, возможно применение обоих типов днищ.

Конструкцию определяют две геометрические фигуры: сфера радиусом  $R$  и тор радиусом  $r$  (рисунок 2.38).

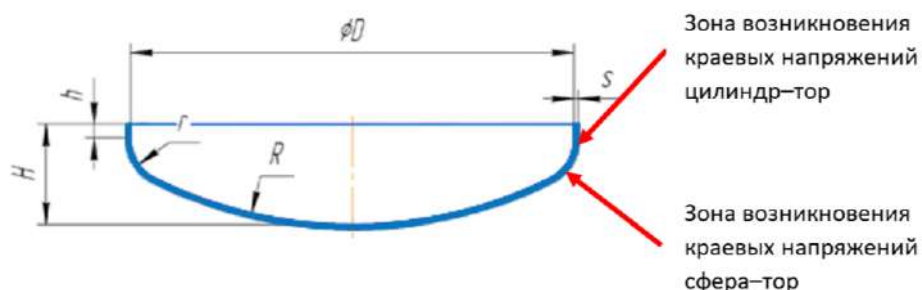


Рисунок 2.38. – Конструкция торосферического днища

Сферическая часть формируется штамповкой на гидравлическом прессе и обеспечивается определенным радиусом штампа. Торовая часть формируется методом обкатки, при котором нужный профиль создается парой роликов (фланжирование). В настоящее время торосферические днища возможно изготавливать диаметром до 8 м.

Перед формообразованием для увеличения пластичности металла производят отжиг заготовки. После формообразования для снятия остаточных напряжений также производят термическую обработку (отжиг).

В соответствии с ГОСТ 34347-2017 для торосферических днищ в зависимости от технических характеристик (соотношения параметров  $R$ ,  $r$  и  $D$ ) приняты следующие типы: А, В, С. Первый применяют при низком давлении, второй – при небольшом, третий – при повышенном.

Толщину стенки в зоне краевых напряжений торосферического днища, нагруженного внутренним давлением, следует рассчитывать по формуле

$$S = \frac{PD_1\beta_1}{2\varphi p[\sigma]} + C,$$

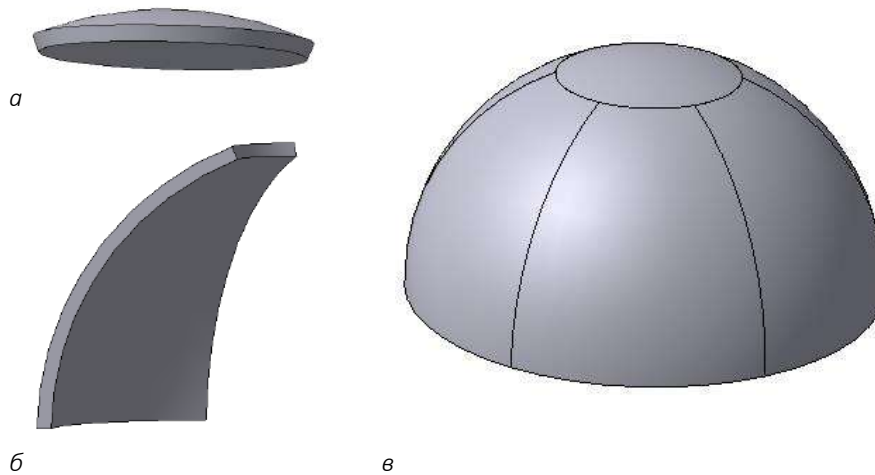
где  $D_1$  – наружный диаметр днища;

$\beta_1$  – коэффициент, определяемый по графику для различных типов торосферических днищ.

В нормативной литературе имеются уравнения для расчета торосферического днища, работающего под наружным давлением.

### Полушаровые днища

Полушаровые днища применяются там, где нельзя использовать эллиптические, т.е. в аппаратах большого диаметра или при повышенных давлениях. Последнее связано с меньшей толщиной данного днища по сравнению с эллиптическими, что видно из сравнения формул (3.1) и (3.4). Изготавливаются при помощи сварки из предварительно отштампованных элементов развертки сферы (рисунок 2.39, а, б).



*a, б* – внешний вид элементов развертки;  
*в* – полушаровое днище в собранном виде

Рисунок 2.39. – Полушаровое днище

Ниже представлено уравнение для расчета толщины стенки полушарового днища, работающего под внутренним давлением:

$$s = \frac{p \cdot D}{4 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} + \sum c.$$

На рисунке 2.40 показана конструкция полушарового днища. Днище имеет цилиндрическую отбортовку высотой  $h$ . Если ее длина  $h > 0,3 \sqrt{D \cdot (s - \sum c)}$ , то толщина днища не должна быть меньше толщины обечайки, рассчитанной при условии нагружения внутренним избыточным давлением.

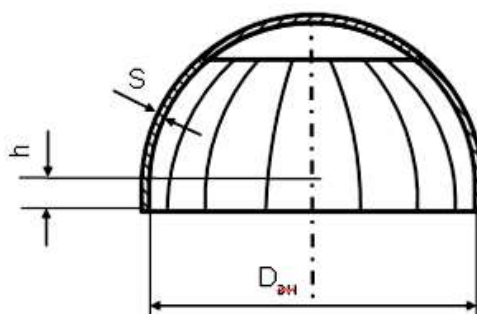


Рисунок 2.40. – Чертеж полушарового днища

При воздействии наружного давления расчет днища ведется в два последовательных этапа. На первом приблизительно рассчитывают толщину

$$S_p = \max \left\{ \frac{0,5D}{510} \sqrt{\frac{\eta_y p}{10^{-6} E}}; \frac{0,5pD}{2[\sigma]} \right\},$$

где  $n_y$  – запас устойчивости, равный 2,4 для рабочих условий.  
На втором определяют допускаемое давление

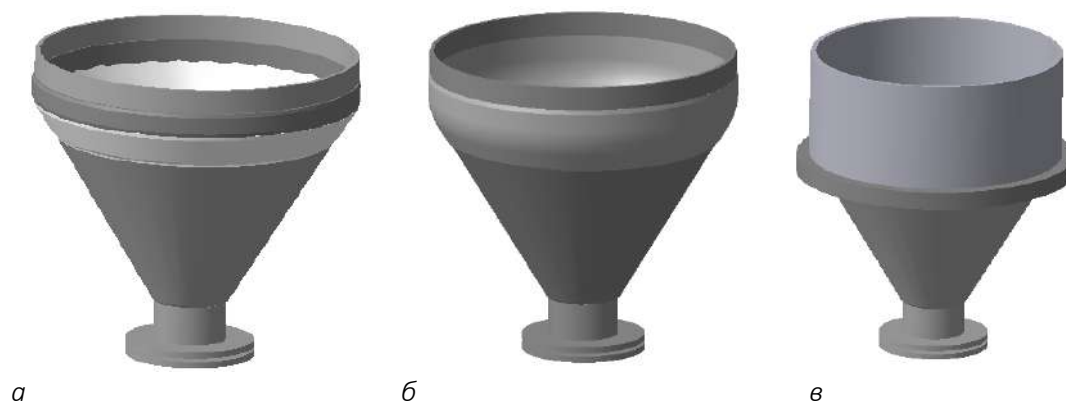
$$[P] = \frac{[P]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_п}{[P]_E}\right)^2}},$$

где  $[P]_п$  – допускаемое давление из условий прочности и  $[P]_E$  – допускаемое давление из условий устойчивости; рассчитывают по уравнениям ГОСТ 14249-89.

### Конические днища

Конические днища применяются в аппаратах, обрабатывающих суспензии и вязкие жидкости, т.к. конструкция обеспечивает полное удаление среды из аппарата. Характеризуются возникновением краевых напряжений по линии соединения цилиндр–конус. Поэтому нормативные документы предусматривают соединение обечаек с использованием тороидальных и нетороидальных вставок (рисунок 2.41, а, б), которые могут быть при необходимости утолщенными (необходимость утолщения определяется расчетом). Кроме того, усиление стыка может происходить при помощи кольца (рисунок 2.41, в).

Существенным моментом является то, что расчет переходных элементов осуществляется по одним и тем же формулам как для внутреннего, так и для наружного давления.



**а – без тороидального перехода; б – с тороидальным переходом;  
в – с укрепляющим кольцом**

**Рисунок 2.41. – Внешний вид конических днищ**

Чертеж конического днища без тороидального перехода показан на рисунке 2.42.  
В процессе расчета последовательно определяются:

- толщина цилиндрической составляющей переходной части ( $S_2$ );
- толщина конической составляющей переходной части ( $S_1$ );
- длина переходных частей ( $a_1$ ) и ( $a_2$ );
- диаметр основания конуса ( $D_k$ ) и толщина конического днища ( $S_k$ ).

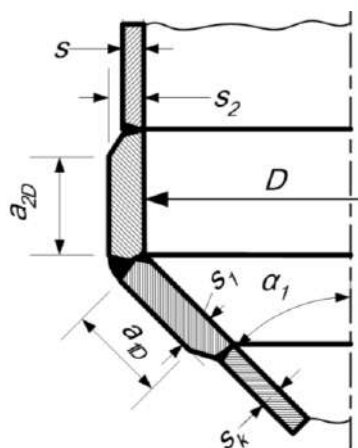


Рисунок 2.42. – Соединение конического днища и цилиндра без тороидального перехода

Формула для расчета толщины цилиндрической составляющей перехода имеет вид

$$s_{2p} = \frac{p \cdot D \cdot \beta_1}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p},$$

где коэффициент формы  $\beta_1$  определяется по условию  $\beta_1 = \max\{0,5; \beta\}$  с использованием номограммы (рисунок 2.43), приведенной в ГОСТ 14249-89. Там же приведены уравнения для расчета  $s_1$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $D_k$  и  $s_k$ .

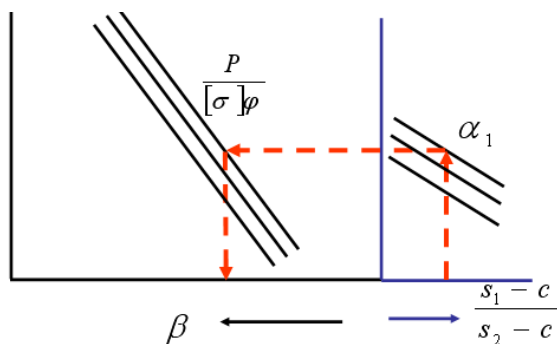


Рисунок 2.43. – Последовательность перемещения по номограмме при нахождении коэффициента  $\beta$

Чертеж конструкции с тороидальным переходом показан на рисунке 2.44.

При расчете последовательно определяются: толщина тороидального перехода ( $s_T$ ), длина цилиндрической части перехода ( $a_2$ ), длина конической части перехода ( $a_1$ ), диаметр основания конуса ( $D_k$ ) и толщина конического днища ( $s_k$ ).

Толщина тороидального перехода рассчитывается по уравнению

$$s_T = \frac{p \cdot D \cdot \beta_3}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p},$$

где  $\beta_3 = \max\{0,5; \beta \cdot \beta_T\}$  – коэффициент формы; определяется по номограмме, приведенной в ГОСТ 14249-89:

- в зависимости от отношения внутреннего радиуса отбортовки к диаметру цилиндрической части  $R_T/D$ ;
- от половины угла при вершине конической обечайки  $\alpha_1$ ;
- от величины  $\frac{p \cdot \beta}{[\sigma] \cdot \varphi_p}$ .

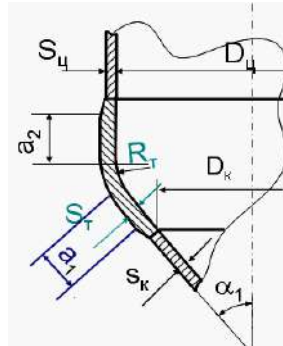


Рисунок 2.44. – Соединение конического днища и цилиндра с помощью тороидального перехода

Радиус отбортовки ( $R_T$ ) можно выбрать по таблице в зависимости от диаметра цилиндра ( $D_ц$ ).

$R_t$	80	160	200	250
$D_ц$	< 700	800–1500	1600–3000	>3200

Последовательность движения по номограмме показана на рисунке 2.45 пунктирной линией.

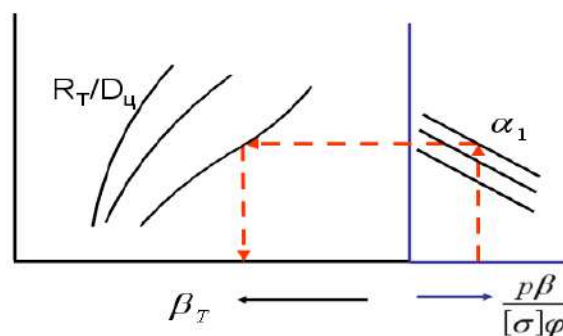


Рисунок 2.45. – Последовательность перемещения по номограмме при нахождении коэффициента  $\beta_T$

В ГОСТ14249-89 приведены также уравнения для расчета  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $D_к$  и  $S_к$ .

Чертеж усиления перехода при помощи кольца показан на рисунке 2.46. Площадь сечения укрепляющего кольца  $A_к$  рассчитывается по уравнениям, приведенным в ГОСТ 14249-89.

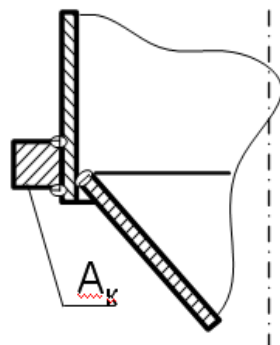


Рисунок 2.46. – Укрепления перехода цилиндр–конус при помощи кольца

В ГОСТе имеются уравнения для расчета конических днищ и переходных частей, работающих под воздействием осевой сжимающей силы, а также при совместном действии сжимающей силы и наружного давления.

### Плоские днища

Плоские днища, как правило, применяются в аппаратах без давления или при небольших давлениях и диаметрах. Ограничения на применение связаны с большими краевыми усилиями по линии стыка днище–цилиндр и работе плоского днища на изгиб, что существенно увеличивает его толщину по сравнению с цилиндрическим корпусом.

Полный перечень типов плоских круглых днищ и крышек (13 конструкций) с условиями их применимости, а также расчетные формулы приведены в ГОСТ 14249-89. Внешний вид некоторых конструкций показан на рисунке 2.47.



Рисунок 2.47. – Внешний вид некоторых конструкций плоского днища

Толщину плоских круглых днищ аппаратов, работающих под внутренним избыточным или наружным давлением, рассчитывают по формуле:

$$s = K \cdot K_0 \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{p}{\phi \cdot [\sigma]}}$$

где  $K$  определяют в зависимости от конструкции днища (некоторые конструкции и соответствующие значения коэффициентов приведены в таблице 3.1);

$K_0$  – коэффициент ослабления, учитывающий наличие отверстий в днище. Для отверстия диаметром  $d_i$  коэффициент  $K_0$  определяют по формуле

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum \left( \frac{d_i}{D_p} \right)^3}{1 - \sum \left( \frac{d_i}{D_p} \right)}}.$$

Таблица 3.1. – Некоторые конструкции и расчетные параметры плоских днищ

Тип	Чертеж	Условия закрепления днищ и крышек	Значение $K$
1		$a \geq 1,7s$ $D_p = D$	0,53
2		$a \geq 0,85s$ $D_p = D$	0,50
3		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,25$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,25$ $D_p = D$	0,45 0,41

### Конструкции затворов высокого давления

Крышки аппаратов высокого давления принято называть затворами высокого давления. Конструкция затвора должна обеспечить безопасность эксплуатации, простоту изготовления, удобство разборки и сборки аппарата. Рассмотрим несколько типов затворов:

- с двухконусным obtюратором;
- с плоской металлической прокладкой;
- с дельтообразным obtюратором.

На рисунке 2.48 показана конструкция затвора с двухконусным obtюратором, который представляет собой стальное кольцо 1 с сечением в виде равнобокой трапеции. Конические уплотнительные поверхности кольца 1 прилегают в рабочих условиях к коническим поверхностям корпуса 3 и крышки 2. В затянутом состоянии с внутренней стороны кольцо по всей высоте охватывает цилиндрический выступ крышки. В свободном состоянии

между внутренней поверхностью кольца и выступом крышки имеется зазор, величину которого определяют из условия обеспечения упругой работы кольца при наличии значительных сжимающих кольцевых напряжений, возникающих в результате затяжки соединения.

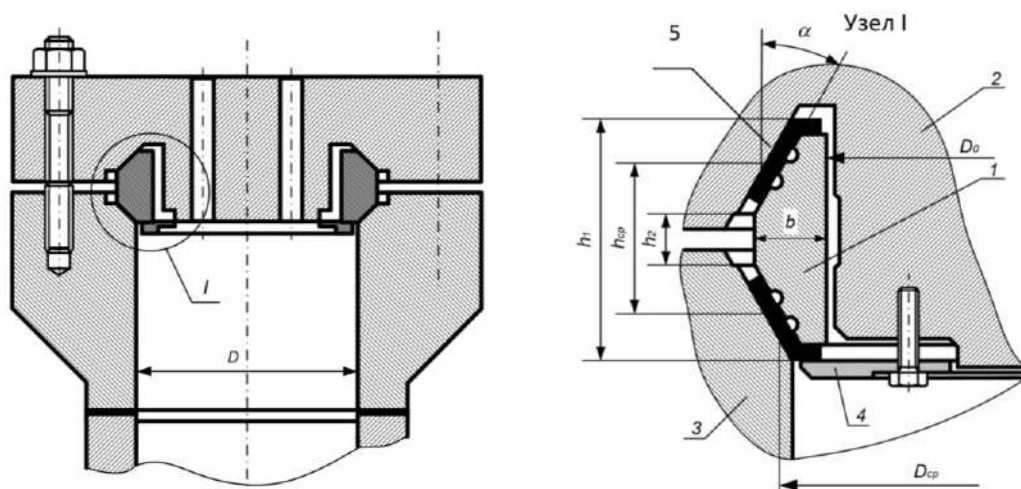


Рисунок 2.48. – Конструкция затвора с двухконусным obtюратором

Для облегчения доступа рабочей среды в зазор, когда затянутое кольцо прижато к поверхности ограничительного выступа крышки, на последнем выполняют кольцевые и продольные канавки. Уплотнительное кольцо поджато к крышке прижимным кольцом 4. Иногда конические поверхности obtюратора дополняют прокладками из меди или алюминия 5. Данный затвор является самоуплотняющимся, т.е. эффект уплотнения увеличивается с увеличением давления внутри аппарата. Конструкция применяется при давлении до 100 МПа.

На рисунке 2.49 показан затвор с дельта-obтюратором, который используют в аппаратах с внутренним диаметром от 400 до 1600 мм, работающих под давлением от 20 до 100 МПа при температуре до 400 °С. Уплотнительное кольцо выполняется в виде равнобедренного прямоугольного треугольника. Верхняя и нижняя кромки кольца закругленные. Кольцо расположено в треугольных канавках корпуса 3 и крышки 2, вершины которых также закруглены.

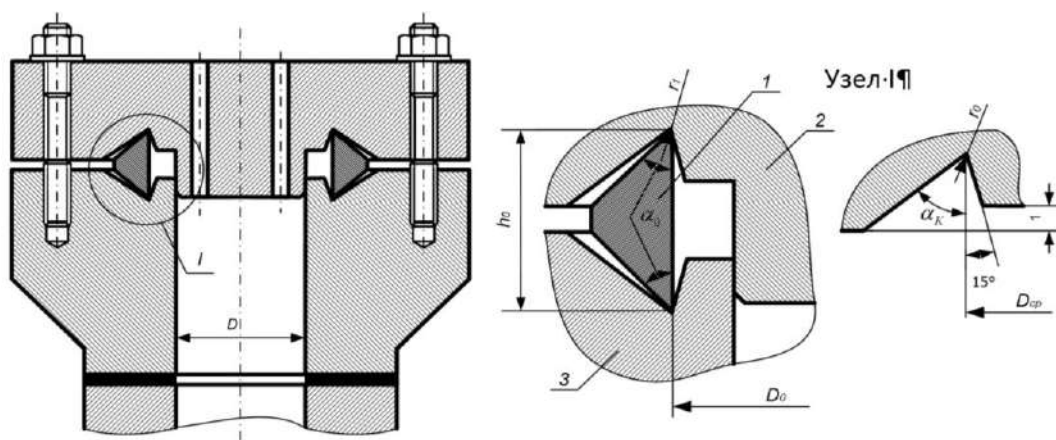


Рисунок 2.49. – Конструкция затвора с дельта-obтюратором

В конструкции уплотнительного соединения угол между внешними уплотнительными поверхностями канавок и осью сосуда на  $2^\circ$  больше угла между уплотнительными поверхностями кольца 1 и осью сосуда. В свободном состоянии между внутренней поверхностью кольца, выступами крышки 2 и фланца корпуса 3 должен быть зазор, величину которого определяют из условия сохранения упругости кольца при затяжке.

На рисунке 2.50 показан затвор с плоской металлической прокладкой. В качестве материала для прокладок используют отожженную медь, алюминий или специальную сталь.



Рисунок 2.50. – Конструкция затвора с плоской металлической прокладкой

Прокладка 1 прямоугольного сечения шириной от 6 до 20 мм и толщиной 4–6 мм ограничена снаружи и изнутри цилиндрическими проточками в корпусе 3 и крышке 2, выполненными с радиальными зазорами шириной 0,3–0,5 мм, что предотвращает вытекание материала прокладки, который при затяжке доводится до пластического состояния.

На торцевых проточках корпуса и крышки обычно нарезают несколько кольцевых канавок треугольного сечения шириной до 1 мм, увеличивая тем самым поверхность контакта с прокладкой. Обжатие прокладки производится крепежными шпильками, воспринимающими также усилие давления газа на крышку.

Простота конструкции затвор предопределяет серьезные недостатки – чувствительность к колебаниям температуры внутри аппарата и значительную трудоемкость затяжки шпилек.

При снижении температуры внутри аппарата прокладка охлаждается, сокращаясь в осевом направлении (коэффициент линейного расширения меди намного выше, чем стали). Температура шпилек почти не изменяется. Сокращение упруго растянутых шпилек вследствие усадки прокладки вызывает резкое уменьшение силы ее обжатия, что может привести к нарушению плотности. Перечисленные недостатки ограничивают возможности применения затвора указанного типа. Он пригоден только для аппаратов с невысокой рабочей температурой (до 150–200 °С).

## 2.8. Опоры аппаратов

Корпуса аппаратов устанавливаются на фундаменты, межэтажные перекрытия или специальные металлические конструкции посредством опор (рисунок 2.51). Исключение составляют аппараты с плоскими днищами, работающие под налив, которые, как правило, устанавливаются без опор.

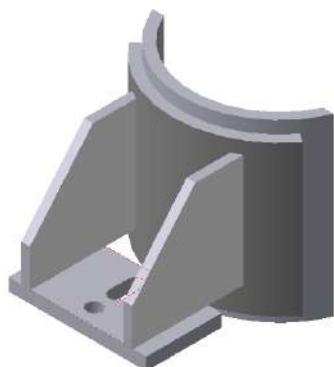


Рисунок 2.51. – Внешний вид опоры вертикально подвешенного аппарата

### Опоры вертикально подвешенных аппаратов

Размеры опор рассчитываются или выбираются из нормативных документов в соответствии с максимальным весом ( $Q$ ), приходящимся на одну опору:

$$Q = \frac{G_{\max}}{n},$$

где  $n$  – число опор;

$G_{\max}$  – максимальный вес аппарата при эксплуатации или гидравлическом испытании.

Опоры предпочтительно устанавливаются выше центра тяжести в количестве трех штук, что обеспечивает автоматически равномерное распределение нагрузок на каждую из опор.

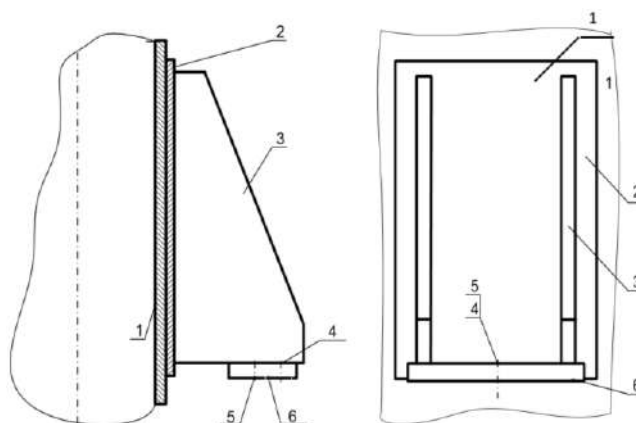


Рисунок 2.52. – Опора вертикально подвешенного аппарата

К корпусу 1 (см. рисунок 2.52) при необходимости (определяется расчетом) приваривается пластина 2, увеличивающая местную жесткость корпуса (обычно из той же стали, что и корпус). Опора состоит из двух ребер жесткости 3 и опорной плиты 6. При необходимости опора крепится к фундаменту или опорной раме болтом 4. Для установки аппарата в вертикальное положение во время монтажа используют винт 5. При наличии пластины 2 опору можно изготовить из углеродистой стали, даже если корпус выполнен из легированной стали.

### Опоры вертикально стоящих аппаратов

Число опор в вертикально стоящих аппаратах принимают от двух до четырех. Предпочтительнее три. Устанавливаются на днище (рисунок 2.53).

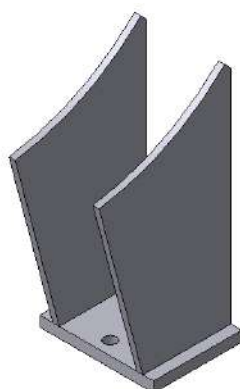


Рисунок 2.53. – Внешний вид опоры вертикально стоящего аппарата

Конструктивно рассматриваемые опоры аналогичны опорам, устанавливаемым на корпусе, но ребра жесткости 3 (рисунок 2.54) подгоняются по форме днища 1.

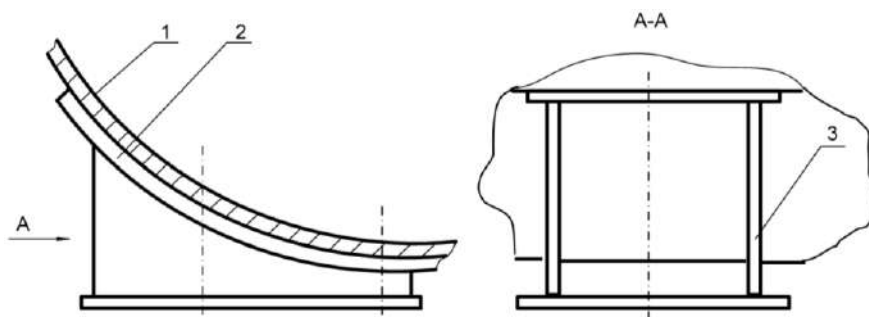


Рисунок 2.54. – Опора вертикально стоящего аппарата

При необходимости к днищу могут быть приварены укрепляющие пластины 2.

### Опоры колонных аппаратов

Опоры колонных аппаратов несут большую нагрузку как от веса колонны, так и от ветровых воздействий. Поэтому изготавливаются в виде цилиндрических или конических обечаек, приваренных к днищу колонны (рисунок 2.55).

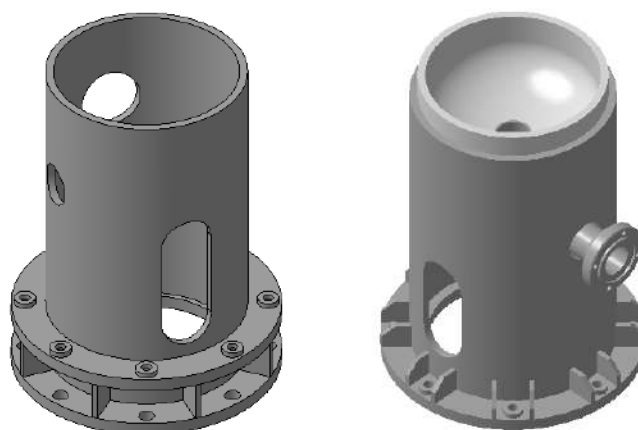


Рисунок 2.55. – Внешний вид опор колонных аппаратов

В обечайке опоры 2 (рисунок 2.56) имеются один или два люка-лаза 6 и отверстие для вывода трубопровода 3, а также вентиляционное отверстие 7 для предотвращения скопления легколетучих газов.

Для крепления к фундаменту опорную обечайку снабжают кольцом 1, которое может быть усилено или при помощи ребер жесткости 5 или дополнительного кольца (рисунок 2.56). В литературе рассматриваются и другие варианты укрепления нижней части опоры. Диаметр отверстий под фундаментные болты принимают в 1,5 раза больше диаметра болтов, что упрощает монтаж, а затем устанавливают шайбы 4, соответствующие диаметру болта.

Высота опоры должна обеспечивать необходимый расход жидкости на входе в откачивающий насос, а также подавлять кипение кубовой жидкости в трубе. При обработке пожароопасных жидкостей опору обкладывают жаропрочным кирпичом как изнутри, так и снаружи.

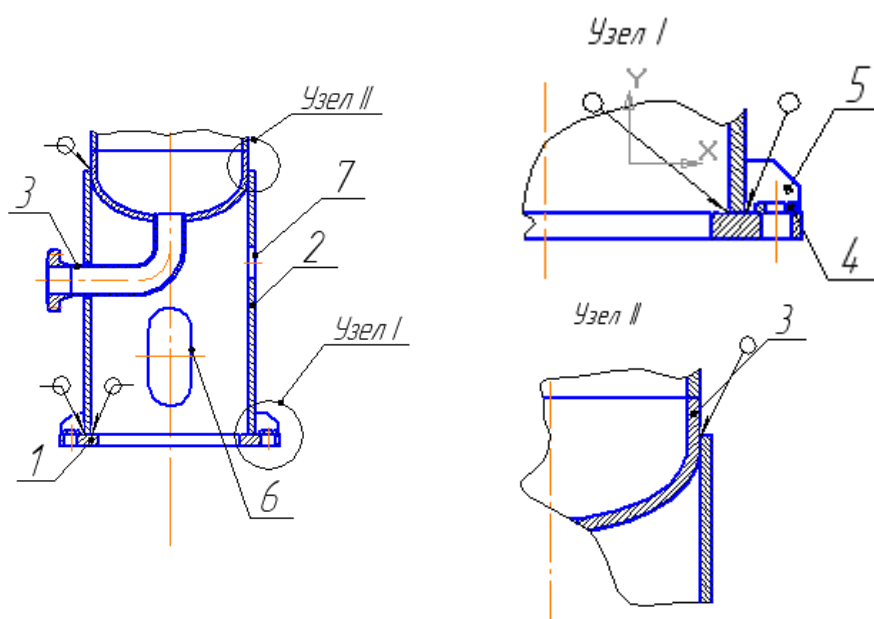


Рисунок 2.56. – Опора колонного аппарата

## Опоры горизонтальных аппаратов

Горизонтальные емкости обычно устанавливают на двух седловых опорах, что автоматически обеспечивает одинаковую нагрузку на каждую из опор. Обычно расстояние между опорами не превышает 5 м. Минимальные изгибающие моменты в горизонтальном корпусе будут возникать при выполнении условия  $l = 0,58L$  (рисунок 2.57).

При расчете горизонтального аппарата его рассматривают как балку, лежащую на опорах и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой. Расчет ведут по ГОСТ 26202-84. При расчете определяются изгибающие моменты в середине аппарата и под опорой.



Рисунок 2.57. – Схема размещения опор

На рисунке 2.58 показан внешний вид опоры (а) и один из вариантов крепления опоры к аппарату (б), обеспечивающий перемещение аппарата по опоре.

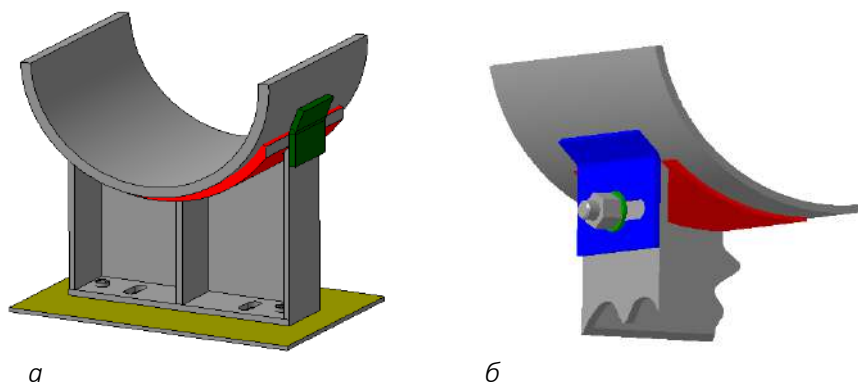


Рисунок 2.58. – Внешний вид опор горизонтальных аппаратов

Для компенсации температурных перемещений одну из опор могут выполнять подвижной (рисунок 2.59, сечение А-А) относительно фундамента. Для этого у подвижной опоры отверстия в опорной плите выполняют удлиненными. Гайки затягивают, оставляя зазор 0,5–1 мм для обеспечения свободного перемещения опоры вместе с аппаратом по фундаменту.

Опора (рисунок 2.59) состоит из опорного листа 1, размеры которого соответствуют размеру аппарата, кронштейна б, при помощи которого аппарат крепится к опоре, продольных ребер жесткости 3 (от двух до пяти штук), поперечного ребра жесткости 2 и плиты, опирающейся на фундамент 7. Второй способ компенсации температурных деформаций показан на рисунках 2.58, б и 2.60. В этом случае продолговатое отверстие позволяет скользить аппарату по опоре.

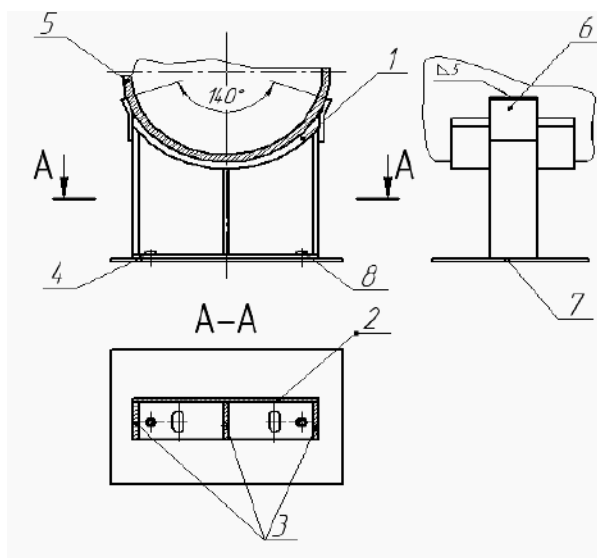


Рисунок 2.59. – Опора горизонтального аппарата

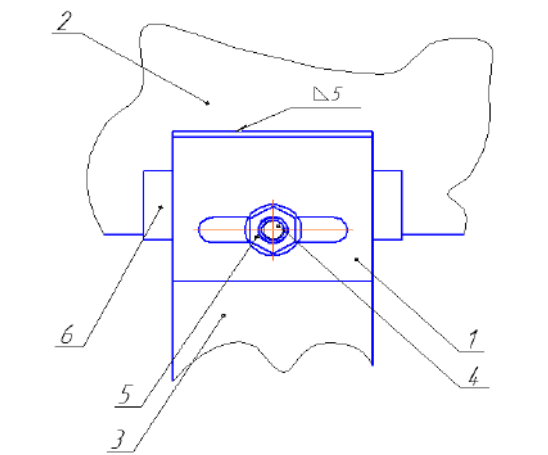


Рисунок 2.60. – Вариант компенсации температурных деформаций

Корпус 1 при необходимости (определяется расчетами) под опорой укрепляется пластиной (на чертеже отсутствует). Седловые опоры выбираются по ОСТ 26-1265-75 по нагрузке и диаметру.

### Дополнительная литература

1. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность : ГОСТ 14249–89. – М. : Госкомитет СССР по стандартам, 1989. – 62 с.
2. Сосуды и аппараты. Опоры (лапы) и стойки для вертикальных аппаратов. Конструкции и типоразмеры : ОСТ 26-665-79. – М. : Госкомитет СССР по стандартам, 1975. – 14 с.
3. Сосуды и аппараты. Опоры седловые. Конструкции и типоразмеры : ОСТ 26-1265-75. – М. : Госкомитет СССР по стандартам, 1975. – 14 с.
4. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет горизонтальных аппаратов, установленных на седловых опорах : РТМ 26-110–77. – М. : Госкомитет СССР по стандартам, 1977. – 25 с.

5. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок : ГОСТ 26202–84. – М.: Госкомитет СССР по стандартам, 1984. – 35 с.

## 2.9. Фланцевые соединения

Фланцевые соединения относятся к прочноплотным разъемным соединениям. Используются для герметичного соединения трубопроводов и частей корпусов. На фланцах присоединяют к аппаратам трубы, крепят на трубах арматуру и т.д. Фланцевое соединение (рисунок 2.61) состоит из двух симметрично расположенных фланцев, уплотнения (прокладки) и крепежных элементов (болтов или шпилек, шайб, гаек).

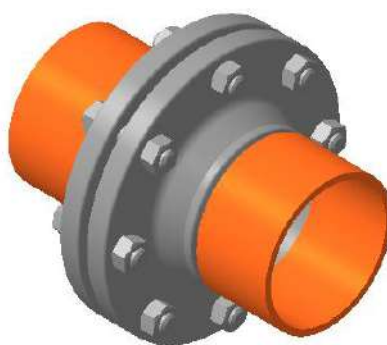


Рисунок 2.61. – Внешний вид фланцевого соединения труб

Фланцевые соединения стандартизированы для труб и трубной арматуры и отдельно для корпусов аппаратов. Выпускаются в соответствии со стандартными рядами условных давлений  $P_y$  и условных диаметров  $D_y$ . Кроме этого, фланцы характеризуются формой привалочной поверхности и способом крепления фланца к трубе или корпусу.

### Способы соединения фланцев с трубами и аппаратами

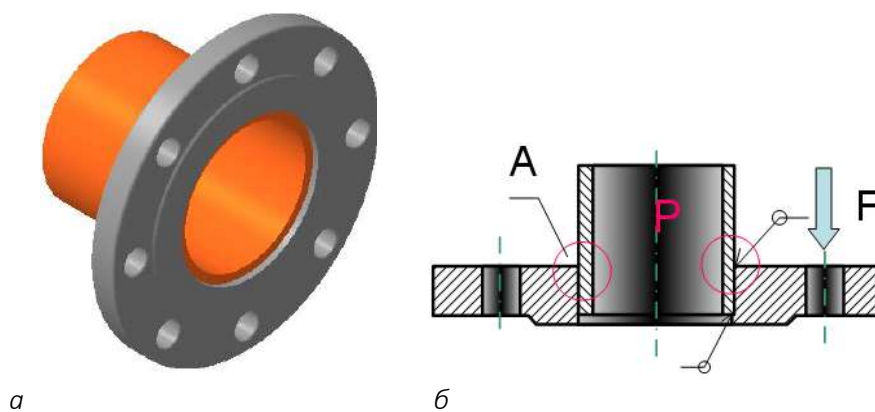
От способа соединения фланца с трубой или аппаратом зависят возникающие в узлах конструкции напряжения, а соответственно, и возможная область применения.

### Плоские приварные фланцы

Плоские приварные фланцы (рисунок 2.62) получили из-за простоты конструкции наибольшее распространение и применяются при давлениях до 2,5 МПа и температуре до 300 °С.

Ограничения на применение фланцев данной конструкции связаны с суммированием напряжений, возникающих в кольцевой зоне А:

- краевых напряжений, вызванных различием жесткости трубы и фланца;
- напряжений от давления ( $P$ );
- остаточных напряжений от сварки;
- напряжений, вызванных затяжкой болтов ( $F$ ).



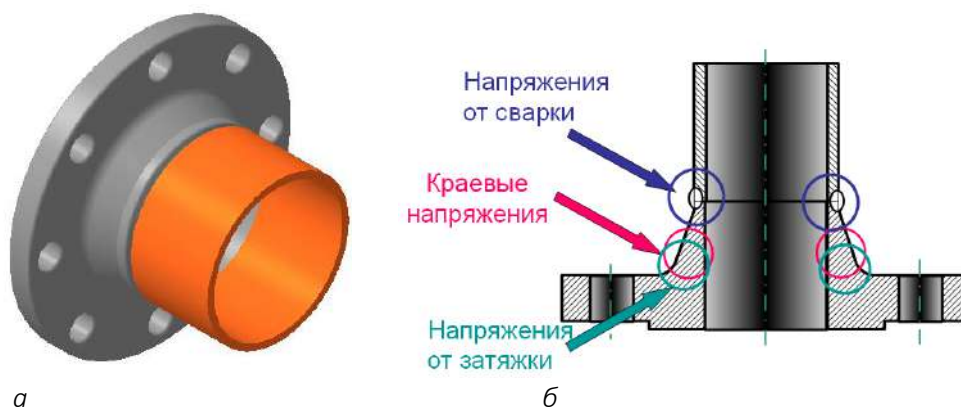
*a* – внешний вид; *б* – разрез

Рисунок 2.62. – Плоский приварной фланец

Ограничения на применение касаются только стандартных фланцев. При необходимости можно рассчитать фланцы за пределами этих ограничений<sup>1</sup>.

#### Фланцы, приваренные встык

Фланцы, приваренные встык (рисунок 2.63), характеризуются наличием конического утолщения в зоне наибольшего напряжения (см. описание к рисунку 2.62). Применяются при давлении от 6 до 20 МПа и температуре от -40 до +300 °С (ГОСТ 12821-80). Коническая втулка не только уменьшает напряжение за счет увеличения площади, воспринимающей нагрузку, но и выносит из зоны А сварочный шов, а также позволяет вести сварку в более благоприятных условиях (одинаковая толщина свариваемых деталей).



*a* – внешний вид; *б* – разрез

Рисунок 2.63. – Фланец, приваренный встык

<sup>1</sup> Лацинский, А.А., Конструирование сварных химических аппаратов : справ. / А.А. Лацинский. – Л. : Машиностроение, 1981. – 382 с.

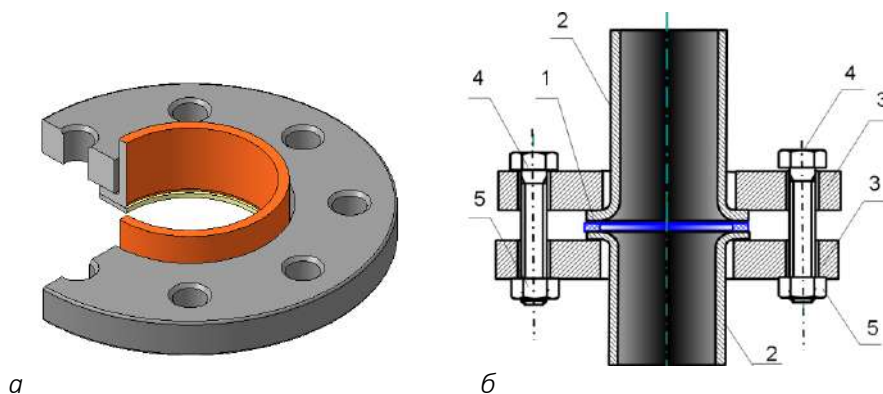
## Свободные фланцы

Свободные фланцы характеризуются отсутствием жесткой связи (сварки) с трубой или аппаратом. Применяются для аппаратов, выполненных из очень пластичных (медь), очень хрупких (стекло) или разнородных материалов, сварка которых либо невозможна, либо требует особой технологии. Данный вид фланцев характеризуется отсутствием краевых напряжений, напряжений от сварки (т.к. ее нет) и напряжений в корпусе от затяжки болтов.

Кроме того, положительным является то, что в трубах из нержавеющей стали в целях экономии допускается применять фланцы из углеродистой стали.

Рассмотрим некоторые наиболее часто применяемые конструкции свободных фланцев.

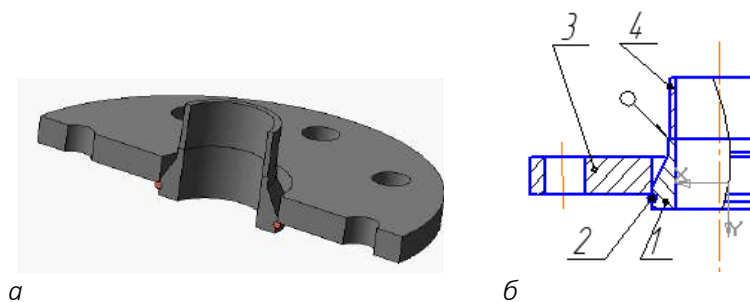
Фланец на отбортовке (рисунок 2.64) применяется в аппаратах, выполненных из пластичных металлов при давлении не более 2,5 МПа, а также при высоких температурах и требовании независимой координации соединяемых частей по отверстиям для болтов. Стык между трубами 2 герметизируется прокладкой 1, которая сжимается при помощи фланцев 3, болтов 4 и гаек 5.



*а* – внешний вид; *б* – разрез

Рисунок 2.64. – Фланец на отбортовке

Для труб применяют свободные фланцы на закладном кольце (рисунок 2.65). К трубе 4 приваривается втулка 1 и одевается фланец 3 с проточкой для закладного разрезного кольца 2. Данный вид фланцев применяется при давлении до 2,5 МПа.

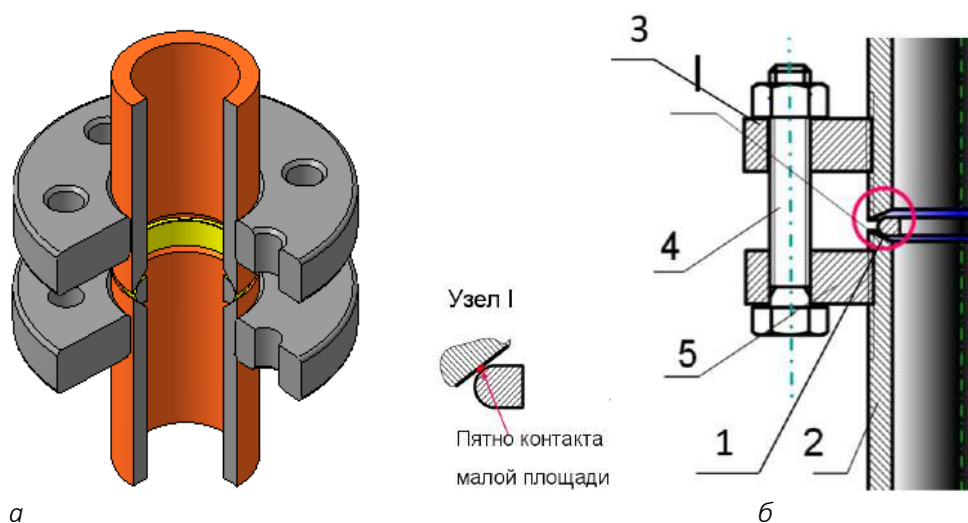


*а* – внешний вид; *б* – сечение

Рисунок 2.65. – Фланец на закладном кольце

## Фланцы на резьбе

Фланцы на резьбе (рисунок 2.66) являются разновидностью свободных фланцев. Применяют исключительно для труб высокого давления.



*а* – внешний вид; *б* – разрез

Рисунок 2.66. – Фланцы на резьбе

Коническая поверхность торца трубы 2 и стальная линза 1, имеющая тороидальную поверхность, позволяют обеспечивать узкое пятно контакта и, соответственно, относительно небольшие усилия затяжки болтов 4, стягивающих фланцы 5. Конструкция имеет все преимущества, характерные для свободных фланцев. Применяется для труб с давлением до 250 МПа.

Резьба на деталях трубопроводов, фланцах резьбовых должна выполняться по ГОСТ 9150, ГОСТ 24705. Форма впадин наружной резьбы должна быть закругленной. Качество резьбы должно обеспечивать свободное прохождение резьбового калибра.

## Формы привалочных поверхностей

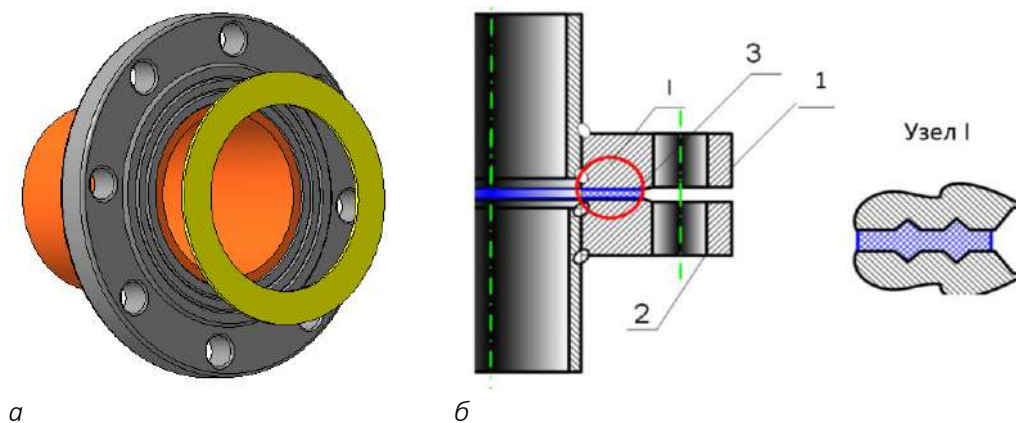
Поверхность, по которой происходит контакт фланца с прокладкой, называется привалочной. Конструктивные формы привалочных поверхностей регламентированы ОСТ26-426-79 и ОСТ 26-427-79.

Далее будут рассмотрены некоторые наиболее распространенные конструкции.

### Плоская привалочная поверхность

Плоская привалочная поверхность (рисунок 2.67) применяется в сочетании с плоскими приварными фланцами 1 и 2. Поверхность выступает на 1–2 мм над общей поверхностью фланца.

Характеризуется наличием 2- или 3-кольцевых проточек, в которые затекает материал прокладки 3 при обжатии, что улучшает герметичность стыка. Основной недостаток данной привалочной поверхности: имеется потенциальная опасность выдавливания прокладки внутренним давлением. Используется до 2,5 МПа.



*a* – внешний вид; *б* – разрез

Рисунок 2.67. – Плоская привалочная поверхность

### Привалочная поверхность выступ–впадина

Привалочная поверхность выступ–впадина является разновидностью плоской привалочной поверхности.

Характеризуется наличием дополнительной цилиндрической поверхности во фланце 2, препятствующей выдавливанию прокладки 3 внутренним давлением (рисунок 2.68).

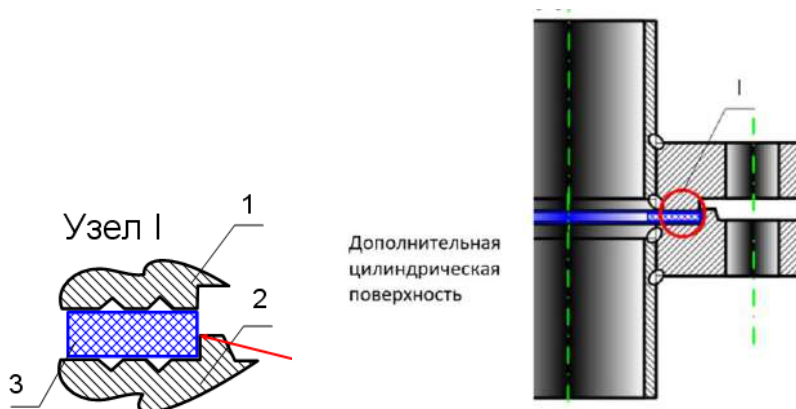


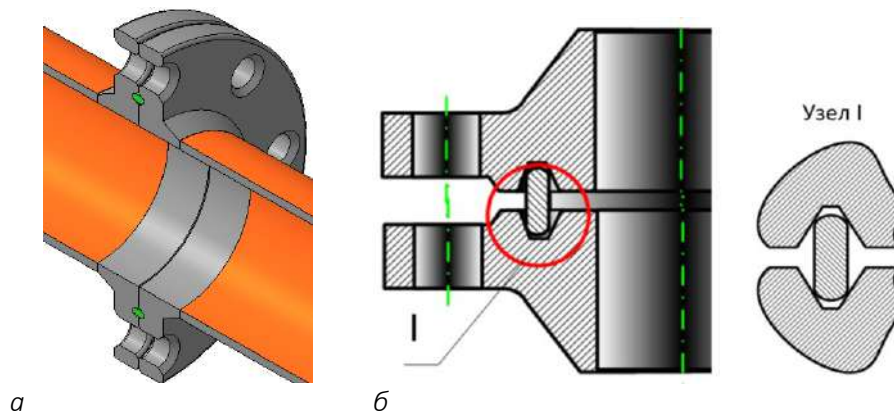
Рисунок 2.68. – Привалочная поверхность выступ–впадина

На привалочных поверхностях фланцев 1 и 2 имеются проточки, в которые затекает материал прокладки при сжатии. Применяется при давлении до 6,4 МПа.

### Привалочная поверхность под овальное металлическое кольцо

Фланцы с овальными (рисунок 2.69) металлическими кольцами в качестве уплотнительных элементов применяются для соединения труб высокого давления. Их используют при давлениях от 6,4 до 16 МПа и температурах от -70 до +600 °С.

Характеризуются малой площадью пятна контакта, а также большей надежностью, чем при использовании линзовых прокладок в сочетании с фланцами на резьбе.



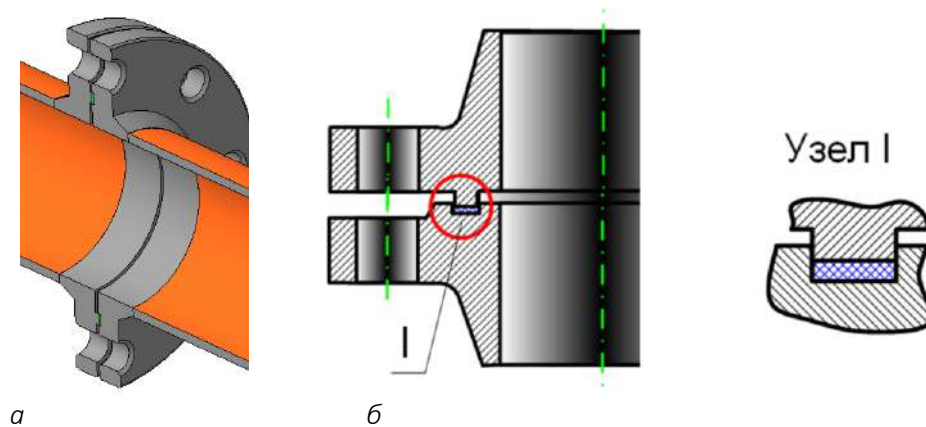
*a* – внешний вид; *б* – сечение и выносной элемент

Рисунок 2.69. – Привалочная поверхность под овальное кольцо

### Привалочная поверхность шип – паз

Привалочная поверхность шип–паз (рисунок 2.70) используется при давлении до 6,4 МПа, а также для аппаратов, работающих под разрежением.

Данная привалочная поверхность характеризуется повышенной герметичностью. Существенным недостатком в ней является трудность демонтажа прокладки во время разборки соединения.



*a* – внешний вид; *б* – разрез

Рисунок 2.70. – Привалочная поверхность шип–паз

### Крепежные детали

Для сжатия прокладки во фланцевых соединениях при  $p \leq 4,0$  МПа и  $t \leq 300$  °С применяют болты, а при  $p > 4,0$  МПа и  $t > 300$  °С – шпильки. Размеры болтов и шпилек необходимо выбирать с учетом диаметра условного прохода арматуры и условного давления (таблица 2.1).

При изготовлении крепежных деталей, твердость шпилек или болтов должна быть выше твердости гаек не менее чем на 10–15 НВ.

Таблица 2.1. – Размеры болтов для фланцевых соединений

$D_y$	$P_y$ , кгс/см <sup>2</sup>				
	1 и 2,5	6	10	16	25
100			M16x65	M16x70	M20x80
125	M16x55	M16x60	M16x70		M24x90
150			M20x70	M20x80	
175	M16x60	M16x65	M20x75		
200					
225	M16x65	M16x70	M20x80	M24x90	M27x100
250	M20x70	M20x75	M20x80		M27x110
300	M20x70	M20x75	M20x80	M24x100	M30x120
350	M20x75	M20x80	M24x90	M27x110	M30x130
400				M27x120	
450				M30x130	M36x140
500	M24x80	M24x90	M27x110	M36x140	M36x150
600					M42x160
700					

### Прокладочные материалы

Выбор прокладок необходимо осуществлять на основе нормативных документов с учетом следующих данных:

- обрабатываемая среда;
- рабочее давление;
- рабочая температура;
- соответствие прокладочного материала уплотнительной поверхности фланца.

### Неметаллические прокладки

Листовой паронит (ГОСТ 481-80) представляет из себя продукт вулканизации смеси асбестовых волокон (60–70%), растворителя, каучука (12–15%), минеральных наполнителей (15–18%) и серы (1,2–8,0%) с последующим вальцеванием под большим давлением. Паронит является универсальным прокладочным материалом. Толщина прокладки должна быть минимальной, но достаточной для заполнения канавок и неровностей. При увеличении толщины прокладки повышается вероятность ее выдавливания, поэтому не рекомендуется ставить толстые прокладки. Паронит выпускается в виде листов толщиной до 6 мм; он легко режется, рубится, из него можно вырезать фигурные прокладки.

Краткие характеристики некоторых марок паронита приведены ниже.

Паронит общего назначения (ПОН) используется при давлении до 6,4 МПа и температуре от -50 до +450 °С. Разрешается эксплуатировать в следующих средах: перегретая вода, пар, жидкий и газообразный аммиак, тяжелые и легкие нефтепродукты.

Паронит маслобензостойкий (ПМБ) используется при давлении до 16 МПа и температуре от -40 до +490 °С. Устойчив к воздействию тяжелых и легких нефтепродуктов, масел и бензина.

Паронит кислотостойкий (ПК) используется при температуре до 250 °С и давлении до 10 МПа. Применяется в системах, транспортирующих воду, пар, нейтральные сухие инертные газы, воздух, тяжелые и легкие нефтепродукты и масляные фракции.

При сильной коррозионной агрессивности среды применяются прокладки из фторопласта-4 (политетрафторэтилен). Прокладки из фторопласта-4 эксплуатируются при температурах от -196 до + 250 °С, причем верхний предел ограничивается не потерей химической стойкости, а снижением физико-механических свойств.

В настоящее время широко распространены прокладки из терморасширенного графита, который получают введением в природный чешуйчатый графит окислителя с последующей обработкой высокой температурой. В результате данных операций получается «пух», который после прокатки на вальцах, превращается в пластичный листовый графит. Прокладки из такого материала применяются при температуре 800 °С и давлении до 100 МПа. Они устойчивы к агрессивному воздействию газов с высокой проникающей способностью (водород, гелий и т.п.), минеральных и органических кислот, спиртов, альдегидов, эфиров и других органических продуктов. Этот материал нестойк в 10%-ной азотной и 60%-ной серной кислотах, царской водке и хромовой кислоте.

Для решения проблем безопасности работы был разработан новый вид уплотнительного материала – графито-фторопласт. Объединение терморасширенного графита и экспандированного фторопласта обеспечивает стойкость, упругость и в то же время пластичность, полностью исключает коррозионное воздействие на уплотнительный материал. Этот вид прокладок выдерживает широкий диапазон температур и давления, обладает жаропрочностью, устойчивостью к агрессивному воздействию рабочей среды. Прокладки могут выдержать температуру от -60 до +260 °С и давление до 25 МПа

### **Металлические прокладки**

При использовании металлических прокладок металл прокладок должен иметь твердость ниже, чем металл уплотняемых поверхностей фланцев. При работе с повышенными давлениями в тех же случаях, где применяются неметаллические прокладки, могут использоваться: алюминий, медь, свинец и другие мягкие металлы.

Во фланцах на резьбе применяются стальные линзовые прокладки. Сталь подбирается из соображения коррозионной устойчивости. Они способны обеспечивать прочность фланцевого соединения в условиях давления от 2 до 100 МПа и температурного диапазона -50 – +510 °С.

Прокладки овального сечения также изготавливаются из стали и используются во фланцевых соединениях трубопроводов в условиях диапазонов давления 6,3–16,0 МПа и температуры -70 – +600 °С.

### **Комбинированные (спирально-навитые) прокладки**

Концепция спирально-навитых прокладок (СНП) была предложена в 1912 г. Спирально-навитые прокладки изготавливаются по ГОСТ Р 52376-2005. Представляют

собой (рисунок 2.71) двойную спираль металлической ленты волнообразного профиля 2 и мягкого наполнителя 3. В некоторых случаях спирально-навитые прокладки могут иметь ограничительные металлические кольца 1, которые являются калибром сжатия, поэтому такую прокладку невозможно перетянуть и раздавить. Также наружное кольцо защищает прокладку от выдавливания из фланца внутренним давлением.

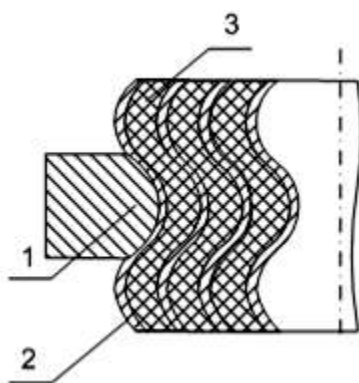


Рисунок 2.71. – Спирально-навитая прокладка

В качестве материала ленты рекомендуется использовать сталь 03Х17Н14М2. В качестве материала для мягкого наполнителя – паронит, терморасширенный графит и фторопласт.

Наиболее важное свойство спирально-навитой прокладки – упругость в осевом направлении, поэтому она успешно применяется на фланцевых соединениях трубопроводов, сосудов, разъемов оборудования при высоких температурах и давлениях и в условиях агрессивных сред.

#### Дополнительная литература

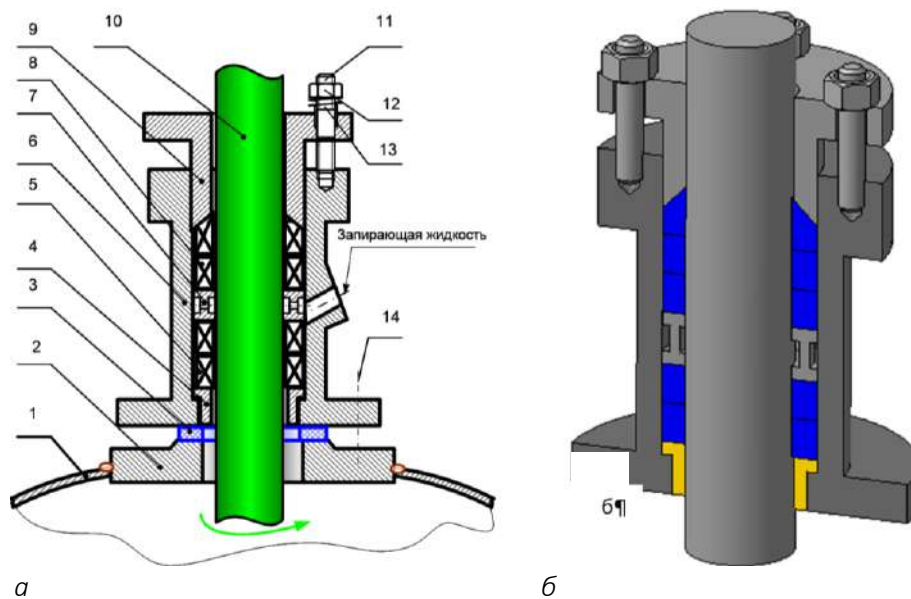
1. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до 250. Конструкция, размеры и общие технические : ГОСТ 33259-2015. – Взамен ГОСТ 12815-80, ГОСТ 12816-80, ГОСТ 12817-80, ГОСТ 12818-80, ГОСТ 12819-80, ГОСТ 12820-80, ГОСТ 12821-80, ГОСТ 12822-80 ; введ. 01.04.2016. – М. : Стандартинформ, 2016. – 106 с.
2. Фланцы стальные резьбовые на 20-100 МПа (200-1000 кгс/см). Технические условия : ГОСТ 9399-81 ; введ. 01.01.82. – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 6 с.
3. Прокладки из неметаллических материалов. Конструкция и размеры. Технические требования : ГОСТ 28759.6-90. – Взамен ОСТ 26-430-79 ; введ. 01.01.92 . – М. : Гос. ком. СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1992. – 6 с.

## 2.10. Уплотнения подвижных элементов

В данной главе под подвижными элементами будут пониматься в основном валы, например, насосов, и штоки, используемые для перемещения запирающих элементов трубопроводной арматуры.

### Сальниковые уплотнения

Сальниковые уплотнения (рисунок 2.72) – одни из старейших устройств, применяемых для уплотнения движущихся деталей. Основным достоинством сальникового уплотнения является простота конструкции. К недостаткам обычно относят необходимость постоянного контроля утечек и недостаточную герметичность (допускаемой утечкой считается 15 капель/мин).



*а* – чертеж разреза, сечение; *б* – внешний вид разреза

Рисунок 2.72. – Сальниковое уплотнение с фонарным кольцом

Зазор между крышкой аппарата 1 и валом 10 уплотняется при помощи набивки 5, помещенной в зазор между корпусом уплотнения 6 и валом 10. Сжатие набивки обеспечивается нажимной втулкой 9 при помощи шпилек 11, гаек 12 и иногда применяемых пружин 13, которые позволяют реже поджимать гайки. Для улучшения надежности работы сальниковая набивка может разбиваться на две части фонарным кольцом 8. В зону фонарного кольца подается запирающая жидкость под давлением, несколько большим, чем в аппарате. Запирающая жидкость герметизируется дополнительными кольцами набивки 8.

Для уменьшения зазора между корпусом уплотнения и вала устанавливают грундбуску 4, изготавливаемую из мягкого металла (бронза, латунь). Между валом и грундбуской остается зазор 0,5–0,75 мм, а между валом и нажимной втулкой – 1–1,5 мм. Эти зазоры устраняют возможность износа вала в указанных местах. Корпус сальникового уплотнения крепится на укрепляющей бобышке 2 и герметизируется при помощи прокладки 3 крепежом 14. При необходимости сальниковые уплотнения снабжают охлаждающей рубашкой (на рисунке не показана).

Для нормальной работы сальника необходимо, чтобы усилие прижатия нижних слоев к валу равнялось давлению среды. Эюра изменения силы прижатия набивки к валу изображена на рисунке 2.73. При удалении от нажимной втулки эта сила уменьшается. При большой высоте сальниковой набивки уменьшение радиальной силы будет значительным. Считается, что установка более четырех уплотнительных колец нецелесообразна.

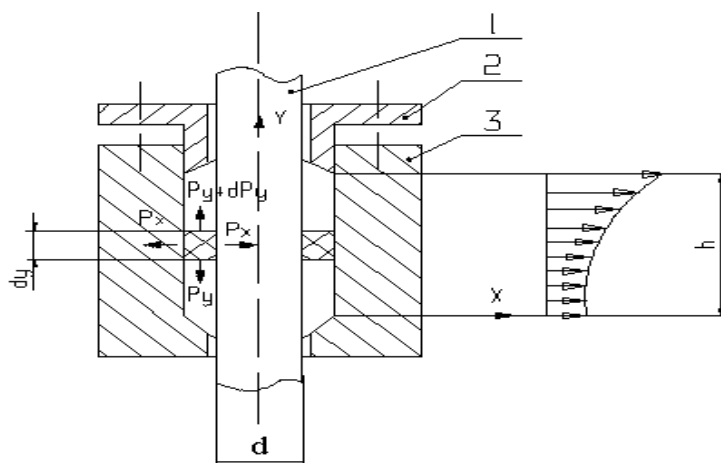


Рисунок 2.73. – Распределение радиальных давлений в сальниковой набивке

### Материалы набивок

Правильный выбор и применение материала набивки в значительной степени определяют работоспособность и надежность эксплуатации оборудования.

По составу традиционные набивки делятся:

- на асбестовые и безасбестовые;
- сухие или пропитанные (жировым, графитоклеевым составами, суспензией фторопласта);
- армированные (латунной проволокой).

Варьируя состав естественных волокон и состав пропиток, можно обеспечить работу набивки при давлении до 40 МПа и температуре до 400 °С.

Все асбестосодержащие набивки имеют один общий существенный недостаток – со временем под воздействием высокой температуры они твердеют и теряют массу при выгорании, что вызывает ослабление затяжки уплотнения и, как следствие, потерю герметичности узла уплотнений. Потеря массы асбестовых набивок требует и большого начального их объема, что приводит к увеличению глубины сальниковой камеры, габаритов и массы арматуры.

Для уплотнения штоков применяют набивки из фторопласта. Данный материал обладает высокой инертностью, стабильностью свойств и хорошей уплотняющей способностью. Применение фторопласта практически полностью исключает коррозию штоков, изготовленных из всех применяемых в этом случае марок сталей. Однако использование фторопласта ограничивается температурой среды, не превышающей 250 °С.

Опыт эксплуатации терморасширенного графита в качестве материала для уплотнения арматуры показал, что он наиболее полно отвечает требованиям обеспечения герметичности, т.к. материал не выгорает, не стареет, не затвердевает, его свойства

не изменяются в процессе длительной эксплуатации: мягкость и низкий коэффициент трения позволяют увеличить ресурс и межремонтный период.

Для обеспечения надежной работы сальниковых соединений в сальниковую камеру следует укладывать 4–5 колец из терморасширенного графита. Зазоры между штоком, грундбуксой и шпинделем не должны превышать  $0,02S$  на сторону. ( $S$  – ширина сальникового кольца).

### Торцевые уплотнения валов

Торцевые уплотнения начали использоваться в 20-х годах XX в. На первом этапе развития идеи было предложено герметизировать вал не по периметру, как это делается в сальниковых или манжетных уплотнениях, а по торцу ступени вала и плоской поверхности корпуса (рисунок 2.74, а).

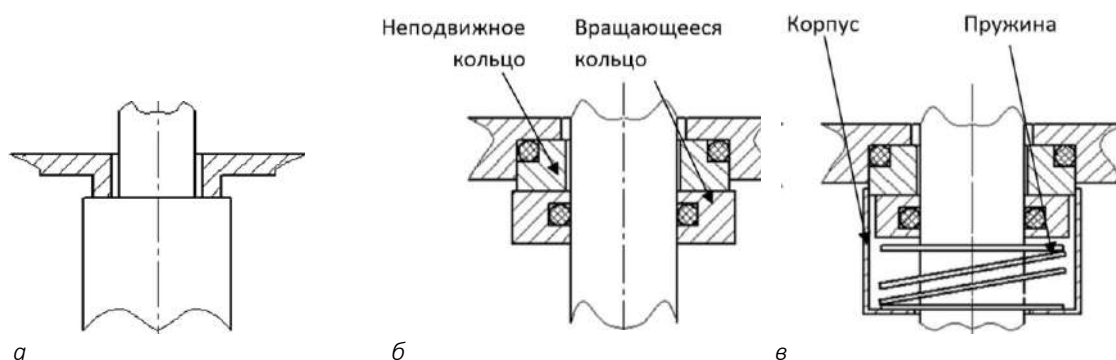


Рисунок 2.74. – Развитие идеи торцевого уплотнения

Однако оказалось, что обеспечить высокое качество обработки и устойчивости к истиранию соответствующих элементов вала и корпуса трудно из-за их размеров.

Следующим шагом в развитии конструкции стало введение двух съемных, легко заменяемых колец относительно небольшого размера (см. рисунок 2.74, б). Одно из них крепилось к корпусу, а второе вращалось вместе с валом. Минимальный зазор между ними обеспечивался пружиной, которая также вращалась вместе с валом. Поскольку подгонять все детали по месту оказалось делом трудоемким и при этом не обеспечивалась необходимая герметичность, то сборку стали вести по месту изготовления уплотнения, монтируя все детали в специальном корпусе, который затем устанавливался непосредственно на уплотняемый вал внутри или снаружи аппарата (см. рисунок 2.74, в). В таком виде принцип конструкции торцевого уплотнения дошел до настоящего времени.

Следуя за требованием промышленности, конструкция торцевого уплотнения постоянно совершенствовалась. Сегодня их показатели надежности и долговечности выражаются следующими цифрами: время безотказной работы – 2000 ч; ресурс работы – 10 000 ч; срок службы – не менее 3 лет. Различные конструкции торцевых уплотнений могут работать при давлении 20 МПа, температуре 400 °С и скорости скольжения 250 м/с.

Торцевые уплотнения можно разделить по конструктивным признакам следующим образом:

- уплотнения торцовые одинарные – устанавливаются в насосы, перекачивающие неагрессивные жидкости. Имеют одну пару колец;
- уплотнения торцовые двойные – устанавливаются в насосы, перекачивающие агрессивные, пожароопасные и взрывоопасные жидкости, проникновение которых в окружающую среду недопустимо. Имеют две пары колец;
- уплотнения торцовые двойные типа тандем – устанавливаются в насосы и агрегаты, перекачивающие нефтепродукты, сжиженные газы, жидкости, их содержащие. Имеют две пары колец.

Рассмотрим подробнее конструкции и назначение перечисленных типов уплотнений.

### Одинарные торцовые уплотнения

Схема одинарного уплотнения представлена на рисунке 2.75. Уплотнение вала осуществляется по плоскости контакта неподвижного кольца 3, закрепленного в корпусе уплотнения 1, и подвижного кольца 4, вращающегося вместе с валом 6. В большинстве случаев (особенно в насосах) трущиеся поверхности колец смазываются перекачиваемой жидкостью. Герметичность деталей, неподвижных относительно друг друга, осуществляется резиновыми кольцами 2 и 5 (в процессе монтажа они обжимаются и в сечении получают форму прямоугольника). В торцевых уплотнениях их называют вторичными уплотнениями.

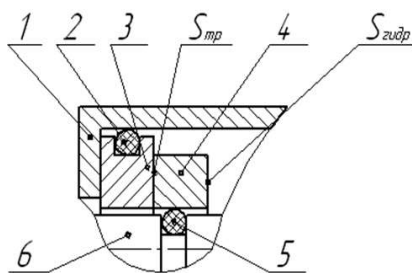


Рисунок 2.75. – Схема одинарного торцевого уплотнения

При вращающемся вале утечка жидкости через пару трения не должна превышать более  $13 \text{ см}^3/\text{ч}$ . Это обеспечивается шероховатостью элементов пар трения в пределах  $Ra 0,10\text{--}0,16 \text{ мкм}$ . При этом зазор между кольцами не превышает  $0,2 \text{ мкм}$ .

Подробная конструкция торцевого уплотнения (рисунок 2.76) представляет собой корпус 7, в котором собираются все детали уплотнения. Снаружи корпус закрывается крышкой 10. Вращение от вала 2 к вращающемуся кольцу 5 передается при помощи втулки 3, закрепленной на валу при помощи разрезной гайки 11 и винтов 12. Плотная посадка втулки на вал обеспечивается тем, что втулка под гайкой имеет несколько разрезов (рисунок 2.77). Непосредственно к втулке 3 крепится запрессовкой или вклеиванием вращающееся кольцо 5. Неподвижное (невращающееся) кольцо 6 прижимается к кольцу 5 при помощи втулки 8 и нескольких пружин 9. Обязательным элементом, определяющим надежную работу уплотнения, является наличие пленки жидкости между уплотняющими кольцами. Конструкция насоса должна обеспечивать наличие жидкости 1 в зоне пары трения торцевого уплотнения и в момент запуска насоса.

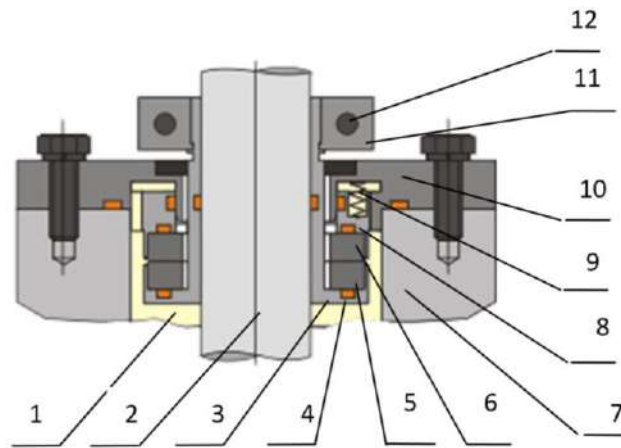


Рисунок 2.76. – Конструкция одинарного торцевого уплотнения

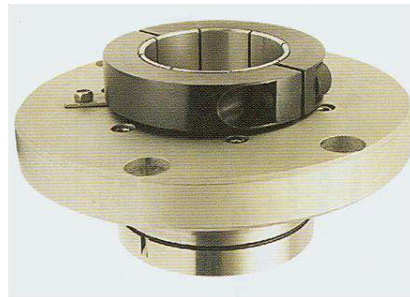


Рисунок 2.77. – Внешний вид одинарного торцевого уплотнения

Торцевые уплотнения рассмотренной конструкции работают с уплотняемыми средами, имеющими температуру до 200 °С, что связано с невозможностью работы эластомерных колец вторичных уплотнений при более высоких температурах. Возможное давление уплотняемой среды может достигать 20 МПа. Одинарное уплотнение вала может использоваться для динамической вязкости до 2500 сП.

При работе с потоками, имеющими температуру до 400 °С, уплотнение снабжают встроенным теплообменником. Одна из конструкций представлена на рисунке 2.78.

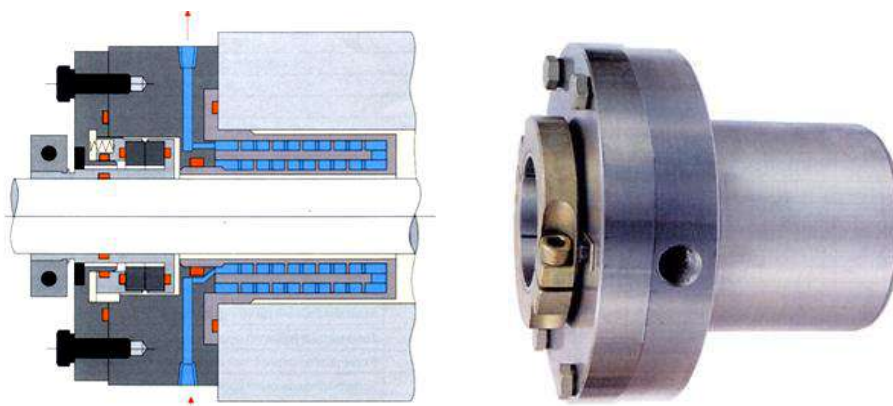


Рисунок 2.78. – Разрез и внешний вид одинарного теплообменника с холодильником

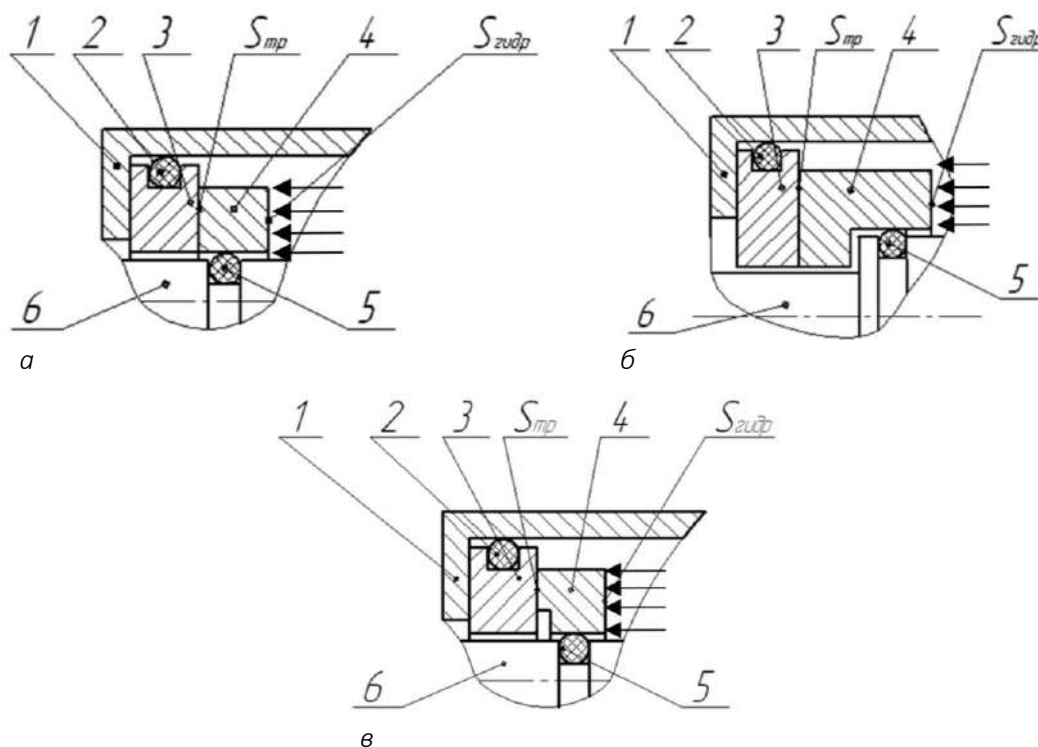
Холодильник вала торцового уплотнения является составной частью уплотнения, монтируется одновременно с уплотнением. В результате температура в месте расположения колец из эластомеров в торцовых уплотнениях не превышает 100 °С.

### Гидравлически разгруженные (уравновешенные, сбалансированные) торцевые уплотнения

Уплотняющие кольца в торцевом уплотнении подвергаются действию осевого усилия, возникающего от давления перекачиваемой среды, а также от силы сжатия пружин (см. рисунок 2.76)<sup>2</sup>. Если разность давлений в перекачиваемой среде и в атмосфере больше ≈20 бар, суммарные усилия становятся такими сильными, что не допускают образование достаточной гидродинамической смазочной пленки. Поверхности уплотнения начинают изнашиваться. Показателем нагрузки на уплотняющие кольца является коэффициент гидравлической нагрузки (балансировки, уравновешивания)

$$K = \frac{S_{гидр}}{S_{тр}},$$

где  $S_{гидр}$  – площадь кольца, на которое воздействует сила уплотняемого давления;  
 $S_{тр}$  – площадь, по которой осуществляется трение между кольцами.



1 – корпус уплотнения; 2, 5 – вторичные уплотнения; 3 – неподвижное кольцо;  
 4 – подвижное кольцо; 6 – вал

Рисунок 2.79. – Значения коэффициента гидравлической нагрузки  
 в зависимости от соотношения  $S_{гидр}/S_{тр}$

<sup>2</sup> Сумма усилий от давления и пружины называется замыкающим усилием.

Изменяя  $S_{гидр}$  и  $S_{тр}$ , можно изменять значение коэффициента  $K$  и, соответственно, усилие сжатия между кольцами (см. рисунок 2.79). Если площади  $S_{гидр}$  и  $S_{тр}$  равны между собой (см. рисунок 2.79, а), то коэффициент гидравлической нагрузки равен 1. При уменьшении  $S_{тр}$  (см. рисунок 2.79, в) можно добиться увеличения  $K \approx 1,2$ . Такие конструкции называются нагруженными. Они используются при низких давлениях обрабатываемой среды.

Если площадь  $S_{тр}$  больше площади  $S_{гидр}$  (см. рисунок 2.79, б), то коэффициент гидравлической нагрузки  $K < 1$ . Такие уплотнения называются разгруженными. Обычно  $K$  имеет значение около 0,8 (минимальное значение 0,5). Они применяются при высоких давлениях перекачиваемой среды или при работе с высокой скоростью вращения вала. Разгруженное торцовое уплотнение находится в лучших условиях, чем неразгруженное, из-за меньшего тепловыделения в паре трения, однако при уменьшении коэффициента  $K$  возможно раскрытие стыка уплотнительных поверхностей.

### Двойные торцевые уплотнения

Если утечки уплотняемого продукта не допускаются вообще или в аппарате обрабатывается продукт под высоким давлением или температурой, то приходится применять более сложные конструкции, в состав которых входит две пары колец.

Во всех разновидностях конструкций двойных уплотнений используют жидкость, которую подают между двух пар колец. Если давление жидкости выше, чем в насосе, то ее называют затворной, если ниже – буферной. В качестве затворной жидкости могут применяться обессоленная вода, масло или другие жидкости, химически совместимые с рабочей средой, но не ядовитые.

Все конструкции двойных торцевых уплотнений делятся на три основных типа по расположению подпружиненных частей пары трения: «спина к спине», «лицом к лицу», «лицом к спине» (тандем).

#### «Спина к спине» («back-to-back»)

В таких конструкциях давление пружин на кольца направлено от центра в разные стороны (рисунок 2.80). В двойных уплотнениях типа «спина к спине» затворная жидкость находится под давлением на 0,1–0,3 МПа больше, чем давление в камере насоса, и при разуплотнении первой ступени часть ее попадает в перекачиваемую насосом жидкость.

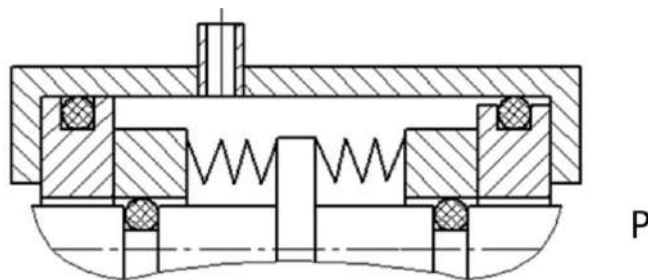


Рисунок 2.80. – Схема уплотнения «спина к спине»

Данную систему уплотнения целесообразно применять в случаях, когда проточная часть насоса начинает работу без жидкости или практически осушается, или в камере уплотнения создается вакуум, что грозит раскрытием или осушением колец пар трения и потерей герметичности уплотнения. Ее также используют в случае высокого коэффициента вязкости обрабатываемых жидкостей.

Расположение уплотнений по схеме «спина к спине» особенно хорошо подходит для липких жидкостей и/или жидкостей с множеством абразивных частиц, т.к. предупреждается попадание перекачиваемой жидкости в зазор уплотнения, что позволяет избежать чрезмерного износа.

### «Лицом к лицу» (face-to-face)

В таких конструкциях давление пружин на кольца направлено к центру конструкции (рисунок 2.81).

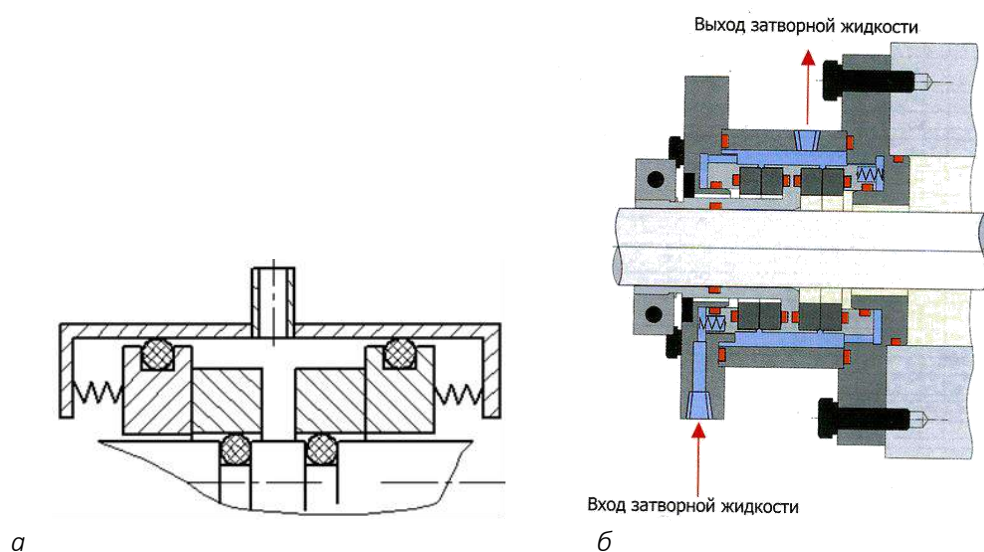


Рисунок 2.81. – Схема (а) и конструкция (б) двойного торцевого уплотнения «лицом к лицу»

### «Лицом к спине» (тандем)

В таких конструкциях давление пружин на кольца направлено в одну сторону (рисунок 2.82). Они применяются в насосах и агрегатах, уплотняемыми средами в которых являются нефтепродукты, сжиженные углеводородные газы, жидкости, содержащие вредные химические вещества. Наиболее эффективны в случаях, когда недопустимо попадание затворной жидкости в перекачиваемый продукт.

Основная (внутренняя) часть гидравлически разгружена и разделяет рабочую среду и затворную жидкость. Вспомогательная (внешняя) часть гидравлически нагружена и разделяет атмосферу и затворную жидкость. При этом последняя имеет меньшее давление, чем перекачиваемое вещество.

При применении уплотнений типа тандем используется затворная жидкость, находящаяся под давлением, близким к атмосферному (иногда ее называют буферной жидкостью). В случае раскрытия пары трения первой ступени жидкость из насоса поступает в контур затворной жидкости, что дает следующие преимущества:

- полностью исключается попадание затворной жидкости в уплотняемую среду;

- отсутствует необходимость в системе поддавливания затворной жидкости.

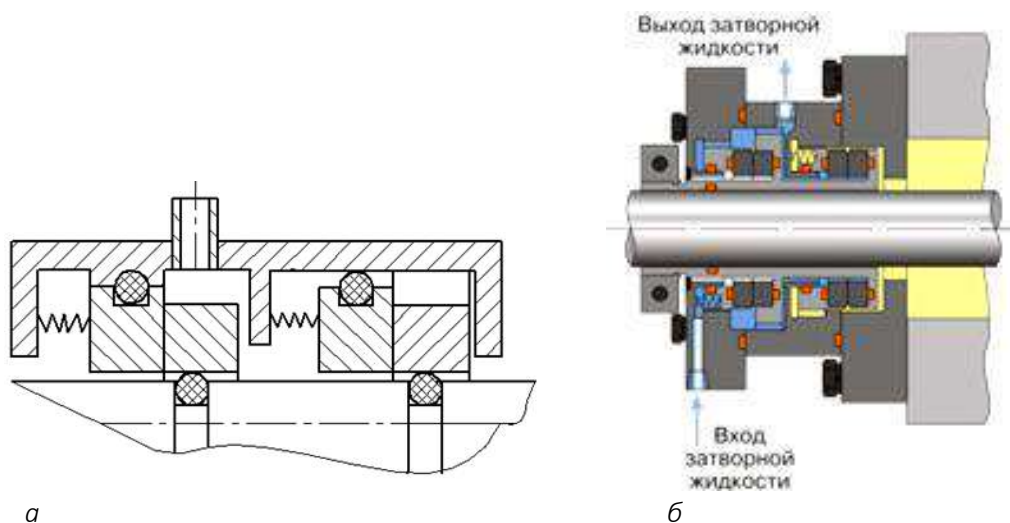
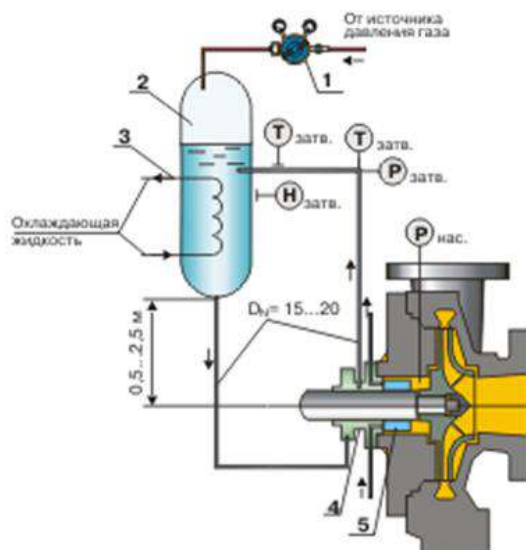


Рисунок 2.82. – Схема (а) и конструкция (б) двойного торцевого уплотнения «лицом к спине» (тандем)

Система обеспечения предназначена для создания оптимальных условий работы торцовых уплотнений и включает бачок с затворной (буферной) жидкостью со встроенным теплообменником, средства контроля и автоматики, систему трубопроводов обвязки. Теплообменник обеспечивает охлаждение циркулирующей через бачок жидкости, отводящей тепло от пар трения. Средства контроля и автоматики позволяют контролировать в системе давление, температуру и уровень затворной жидкости.



- 1 – редуктор газовый; 2 – бачок под давлением; 3 – система охлаждения бачка;  
 4 – торцевое уплотнение; 5 – холодильник уплотнения;  
 P – измерение давления; T – измерение температуры; H – измерение уровня

Рисунок 2.83. – Конструкция обеспечения работоспособности двойного уплотнения с бачком

На рисунке 2.83 представлена схема обеспечения работоспособности двойного уплотнения с бачком. Система работает при постоянном поддержании давления затворной жидкости, превышающей давление в насосе на 0,1–0,3 МПа.

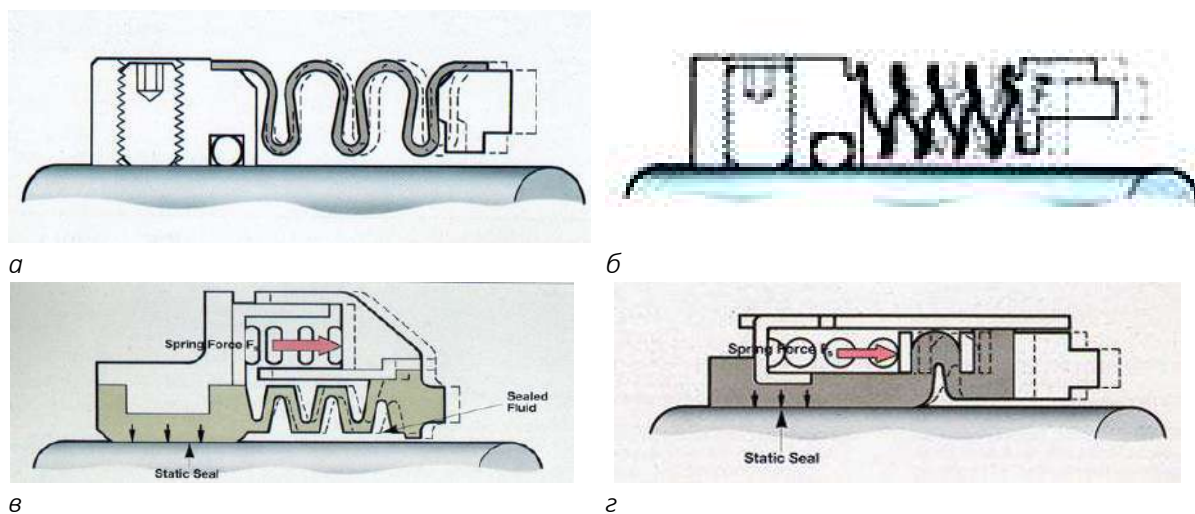
В схеме системы обеспечения работоспособности уплотнения типа тандем создание избыточного давления в бачке после его заполнения не требуется. Торцовые уплотнения типа тандем могут использоваться как с холодильником при температуре рабочей среды насоса до 400 °С, так и без него при температуре рабочей среды до 150 °С.

При разгерметизации пары колец со стороны насоса уровень жидкости в бачке повышается. При разгерметизации второй пары колец уровень жидкости в бачке понижается, т.к. жидкость уходит в атмосферу.

### Сильфонные торцевые уплотнения

В ранее рассмотренных торцевых уплотнениях для прижатия колец друг к другу использовались пружины. Существует целый класс торцевых уплотнений – одинарных и двойных, где сжатие колец обеспечивается сильфоном – гофрированной трубкой.

Главный элемент в данной конструкции – сильфон, изготовленный из металла или неметаллических материалов. Сильфон одновременно играет роль пружин (для металлических сильфонов) и части вторичных уплотнений. На рисунке 2.84 показаны некоторые варианты торцевых сильфонных уплотнений.



***а* – сильфон стальной формованный; *б* – сильфон стальной сварной;  
*г* – сильфон фторопластовый; *д* – сильфон эластомерный**

**Рисунок 2.84. – Схемы конструкций одинарных сильфонных уплотнений**

Считается, что применение сильфонных торцевых уплотнений позволяет повысить надежность насосного оборудования, исключить обслуживание насосов между плановыми ремонтами и снизить эксплуатационные затраты.

Конструкция одинарного торцевого уплотнения с вращающимся эластомерным сильфоном и центральной пружиной показана на рисунке 2.85.

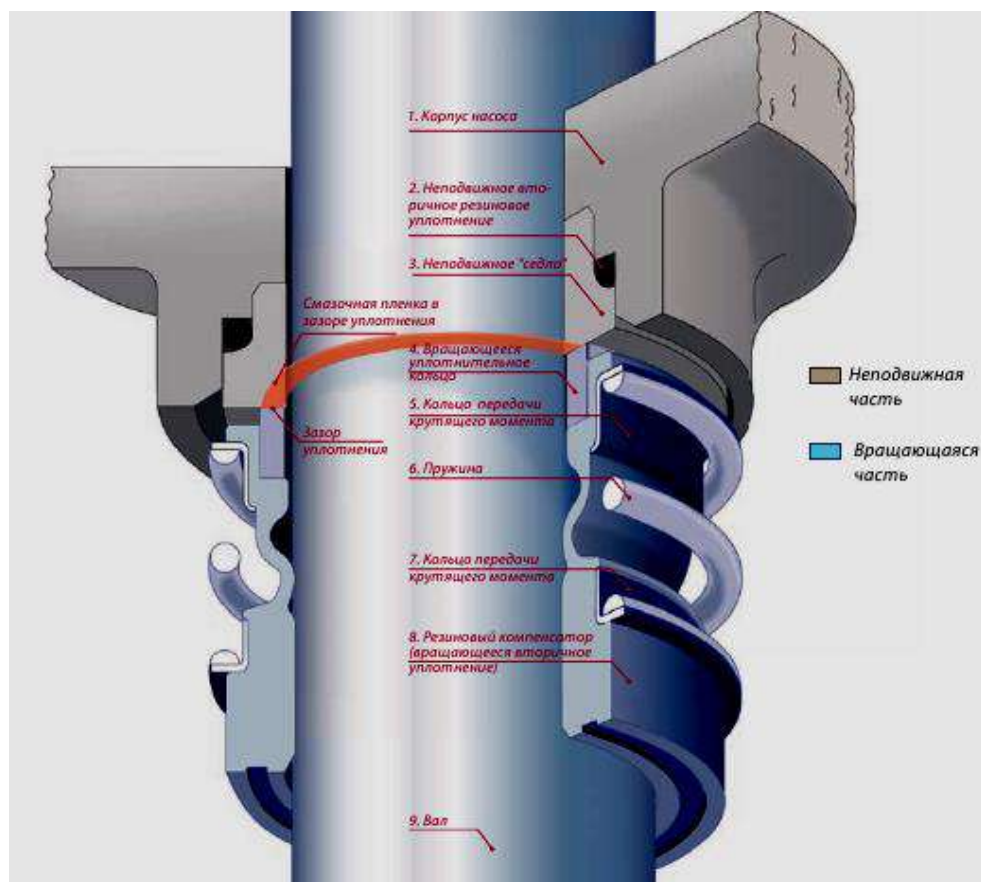


Рисунок 2.85. – Конструкция торцевого уплотнения с эластомерным сифоном

Неметаллические сифонные уплотнения используются:

- при температуре от -40 до 250 °С в зависимости от применяемых материалов;
- давлению до 12 кг/см<sup>2</sup>;
- скорости скольжения до 10 м/с.

Двойные сифонные торцевые уплотнения предназначены для уплотнения горючих и легко воспламеняющихся химически агрессивных жидкостей с температурой среды в зоне работы уплотнения до 425 °С.

### Газовые (газобарьерные, газодинамические) торцевые уплотнения

Газодинамические уплотнения – наиболее современное предложение в конструировании торцевых уплотнений, в которых обеспечивается газовый зазор между подвижным и неподвижным кольцами. Тем самым обеспечивается бесконтактная работа пар подвижного и неподвижного колец. Наибольшее распространение такие уплотнения получили в нагнетателях природного газа и турбомашинах, используемых в химических производствах.

Конструкция и принцип действия газового уплотнения в общем соответствуют обычному торцевому уплотнению, но с тем отличием, что поверхности скольжения шире, а смазка осуществляется не жидкостью, а газом (воздухом, азотом). Это достигается за счет специальной геометрии канавок на поверхности скольжения (рисунок 2.86).



Рисунок 2.86. – Форма и расположение канавок на кольцах газодинамических торцевых уплотнений

При вращении кольца канавки захватывают газ из области вокруг кольца и перекачивают к меньшему диаметру кольца, постоянно увеличивая его давления за счет уменьшения объема канавок, что приводит к разжиманию колец. При этом расстояния между кольцами устанавливаются в пределах 3 мкм, что и обеспечивает бесконтактное движение без износа. При этом потребляемая мощность приблизительно на 95% меньше, чем для смазываемых жидкостью уплотнений. Давление затворного газа, превышающее давление продукта приблизительно на 5–10%, препятствует утечке рабочей среды. Небольшая высота зазора между поверхностями скольжения позволяет минимизировать расход затворного газа, который в значительной степени зависит от давления, скорости вращения и диаметра уплотнения.

### Материалы для пар трения

В начальные моменты работы торцевого уплотнения осуществляется сухое трение между кольцами, поэтому материалы для поверхностей уплотнения должны обладать низким коэффициентом трения, высокой твердостью, хорошей устойчивостью к коррозии и высокой теплопроводностью. Ниже приведены некоторые материалы и возможности их применения.

**Угольный графит (углеграфит)** – смесь твердого углерода и графита. Широко применяется благодаря его антифрикционным свойствам и хорошей химической стойкости. Материал подходит для использования в сочетании с поверхностями из многих других видов материалов. Максимальная рабочая температура – 140–190 °С.

**Пропитанный угольный графит** имеет меньшую проницаемость для жидкостей и газов за счет различных пропиточных материалов.

Для пропитки используются такие легкоплавкие металлы, как, например, сурьма, олово, свинец или фенольная смола.

**Склеенный смолой угольный графит.** Смолы, содержащие до 70% угольно-графитовых наполнителей, могут отливаться под давлением и использоваться без обжига. Склеенный смолой графит обладает более низким износом и химической устойчивостью по сравнению с пропитанным.

Жесткость и вязкость угольного графита низки. Эти свойства должны учитываться при проектировании и установке торцевых уплотнений.

**Силицированный графит**, состоящий из карбида кремния, углерода и кремния, обладает высокими эрозионной и коррозионной стойкостью, износо- и жаростойкостью, стойкостью к многократным теплосменам и агрессивным средам. Узлы трения из силицированного графита работоспособны при температурах до +350 °С, удельных давлениях до 15 МПа и скоростях скольжения до 100 м/с. Изделия из силицированного графита стойки к агрессивным средам: соляной, уксусной, фосфорной, серной, азотной, муравьиной, плавиковой кислотам, расплаву капролактама, метилхлориду, этилацетату и уксусному ангидриду.

**Оксид алюминия (глинозем)** в основном используется в паре с угольным графитом. Глинозем обладает высокой жесткостью, но устойчивость к тепловому удару ограничена. Имеет хорошую износоустойчивость.

Керамика на основе оксида алюминия  $Al_2O_3$  может выдерживать температуру на поверхности трения около +1200 °С.

**Карбид вольфрама** – металл на основе твердой фазы карбида вольфрама и обычно более мягкой фазы металлического связующего вещества. Износоустойчивость исключительно высока благодаря его высокой жесткости. Карбид вольфрама является предпочтительным материалом поверхности уплотнения для вариантов применения, связанных с присутствием абразивных частиц. Позволяет повысить срок службы торцевых уплотнений в 4–5 раз по сравнению с парами трения сталь–углеграфит.

**Карбид кремния** может изготавливаться различными способами, что придает ему различные свойства. Например, часто используемый карбид кремния, спеченный вакуумным способом, хрупок и требует осторожного обращения. Он обладает высокой износоустойчивостью и устойчивостью к коррозии. Сферические поры, распределенные по всей толщине материала, выполняют функцию резервуаров для жидкости или смазки, помогая сохранять пленку жидкости на границе поверхностей скольжения деталей. Максимальная рабочая температура – 750–1200 °С.

### Материалы вторичных уплотнений

Для обеспечения продолжительного срока службы торцевого уплотнения важно правильно подобрать материалы для вторичных уплотнений.

**Эластомеры** (резина) относятся к полимерам с высокой степенью эластичности. Эластомеры предпочтительны для вторичных уплотнений из-за их упругих свойств. Выбор типа эластомера основан на химическом составе и температуре перекачиваемой жидкости. Чаще всего в торцевых уплотнениях вала используются следующие эластомеры.

**Сополимер бутадиена и акрилонитрила** относится к группе ненасыщенных сополимеров. Изменение состава путем увеличения содержания акрилонитрила повышает устойчивость к маслам, но уменьшает гибкость.

**Гидрогенизированный сополимер бутадиена и акрилонитрила** обладает такой же хорошей устойчивостью к маслам, как сополимер бутадиена и акрилонитрила, а также хорошей устойчивостью к озону, щелочным металлам и аминам.

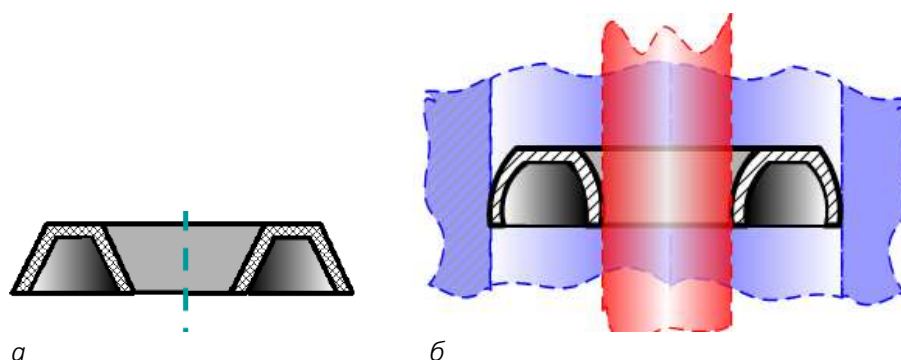
**Силиконовая резина** относится к большой группе материалов, основным компонентом которых является метилвинилсиликон. Силиконовые эластомеры обладают относительно небольшой прочностью на разрыв и низкой устойчивостью к износу. Тем не менее,

они имеют много уникальных свойств. Силикон характеризуется хорошими жаростойкостью до +230 °С, гибкостью при низких температурах до -60 °С и стойкостью к атмосферным воздействиям.

**Фторуглеродный мономер** относится к группе каучуков, которые благодаря насыщению фтором используются во многих жидкостях при очень высоких температурах. Материал отличается плохой устойчивостью к горячей воде, но великолепной к маслам и химическим веществам; Обладает плохой устойчивостью к полярным жидкостям и хорошей – к неполярным.

### Манжетные уплотнения

Манжетные уплотнения являются контактными и используются для герметизации валов и штоков. На рисунке 2.87 показана схема манжетного уплотнения.



*а* – эластичный элемент; *б* – эластичный элемент после монтажа

Рисунок 2.87. – Схема манжетного уплотнения

Характерной особенностью рассматриваемых уплотнений является наличие эластичности у герметизирующего элемента – манжеты. Кольцо манжеты, будучи эластичным (см. рисунок 2.87, *а*), в процессе монтажа прижимается к поверхности вала (см. рисунок 2.87, *б*) с некоторым усилием, действующим в радиальном направлении, чем и обеспечивает герметичность в начальный момент. С появлением давления манжета плотно охватывает вал с силой, пропорциональной давлению, т.е. появляется эффект самоуплотнения. Поэтому манжета должна быть расположена рабочей кромкой навстречу уплотняемому давлению. Обычно манжета крепится тем или иным способом к корпусу.

Манжетные уплотнения отличаются высокой герметичностью, простотой конструкции, малыми габаритами и массой, относительно невысокой стоимостью и легкостью монтажа.

Наиболее распространенная конструкция манжеты показана на рисунке 2.88. Там же приведены названия элементов манжеты. Металлическое армирование (необязательный элемент) увеличивает прочность манжеты и позволяет надежно крепить ее к корпусу. Пружина (необязательный элемент) увеличивает силу прижатия уплотняющей кромки к валу, что улучшает герметичность конструкции. При умеренном и среднем загрязнении внешней среды необходимо применять манжеты с защитной кромкой (пыльником).

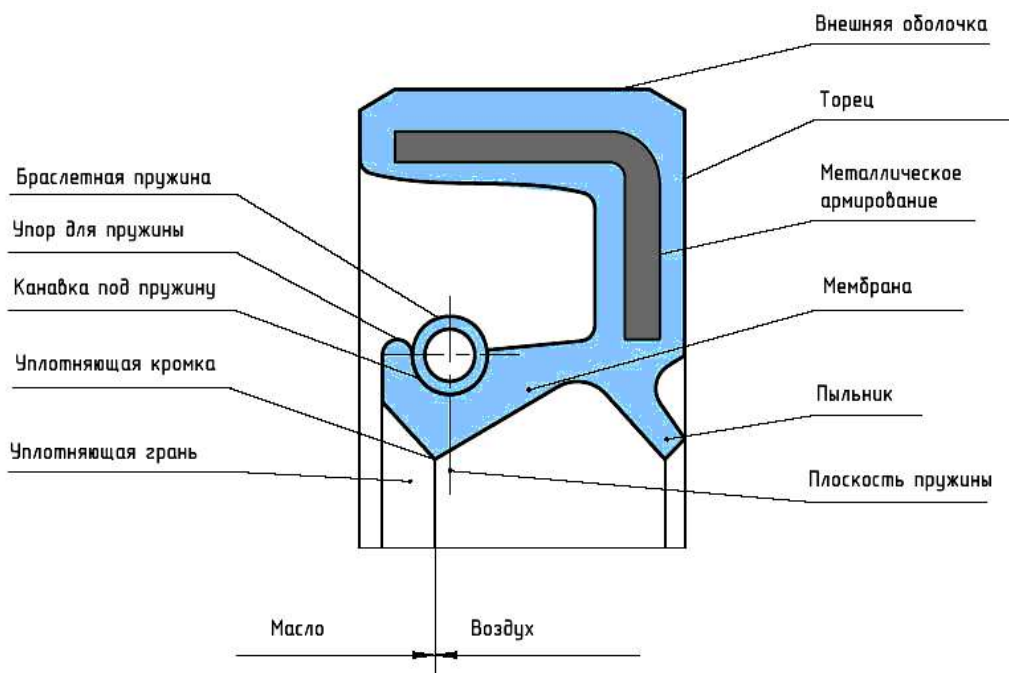


Рисунок 2.87. – Элементы манжеты

Чрезмерное повышенные значения радиального усилия ухудшают условия смазки трущихся поверхностей, ужесточают температурный режим в зоне трения, ускоряют старение и износ эластичных материалов уплотнения. С увеличением радиального усилия герметичность подвижного соединения повышается, достигая максимума, а затем вновь падает. В процессе эксплуатации радиальное усилие уменьшается в результате релаксации, старения и износа материала уплотнения.

Внешняя часть манжет, устанавливаемая в корпус, имеет следующие разновидности (рисунок 2.88). Манжета с внешней оболочкой из эластомера (рисунок 2.88, а) предназначена для уплотнения в разъемных корпусах при действии давления жидких и газообразных сред.

На внешнюю сторону внешней оболочки из эластомера манжеты на рисунке 2.88, б нанесены специальные уплотнительные канавки. Данная конструкция облегчает монтаж манжеты; увеличивает натяг при запрессовке манжеты, что повышает надежность уплотнения прежде всего в корпусах с повышенным тепловым расширением.

На рисунке 2.88, в изображена манжета, обеспечивающая надежное уплотнение благодаря эластомерной части и устойчивой посадке в корпусе, которая создается внешней металлической частью поверхности.

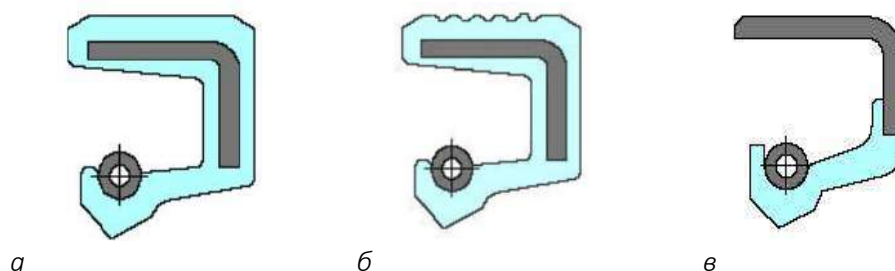


Рисунок 2.88. – Разновидности конструкций манжет

На рисунке 2.89 показано манжетное уплотнение в сборе.

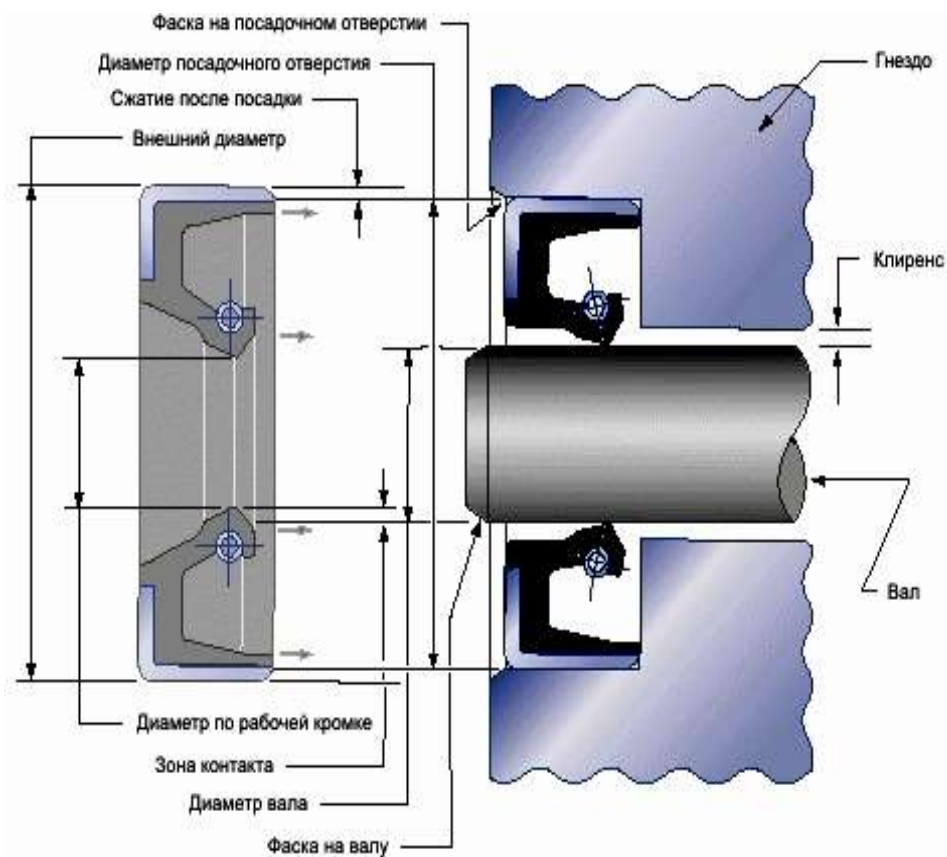


Рисунок 2.89. – Манжетное уплотнение в сборе

### Материалы для манжет

Для изготовления манжет наиболее широко применяется бутадиен-нитрильный каучук. Он обладает стойкостью к воздействию минеральных масел и консистентных смазок, при определенных условиях работает и с синтетическими маслами. Рабочий диапазон температур – от -60 до +100 °С. Скорость по отношению к штоку может достигать 10 м/с. К недостаткам этого материала относят прежде всего низкую стойкость к атмосферным воздействиям и озону, а также химическим веществам.

Фторкаучук лучше, чем все остальные материалы, противостоит маслам и горючим материалам, ароматическим (бензол, толуол) и хлорным углеводородам. Имеет высокую стойкость к атмосферным воздействиям, озону и неорганическим кислотам. Может работать при температуре до +200 °С. Недостаток материала: потеря эластичности при температуре ниже -20 °С.

Силиконовый каучук обладает лучшей температурной стойкостью, чем все остальные материалы. Рабочий диапазон – от -55 до +150 °С. Противостоит погодному и озоновому воздействиям, обладает стойкостью к алифатическим минеральным маслам и большинству консистентных смазок. Недостатки: низкие механические свойства и износостойкость; не работает с ароматическими маслами и окисляет их; низкая диффузионная стойкость.

## Поршневые кольца

Наиболее надежное и универсальное уплотнение, способное работать при высоких температурах и держать самые высокие давления (при разности давлений до 50 МПа), – это уплотнение поршневыми кольцами. Поршневые кольца используются в поршневых компрессорах и двигателях внутреннего сгорания.

Поршневое кольцо представляет собой разрезное металлическое кольцо (обычно прямоугольного сечения) 2 (рисунки 2.90, 2.91), устанавливаемое в канавках поршня 3.



Рисунок 2.90. – Поршневое кольцо

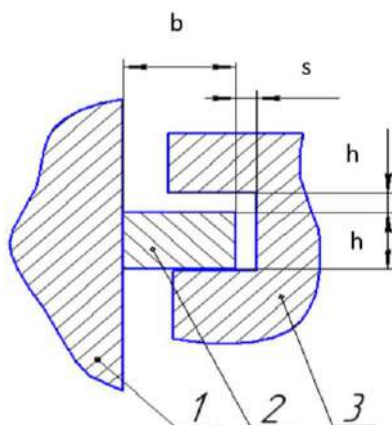


Рисунок 2.91. – Уплотнение поршневыми кольцами

Диаметр кольца в свободном состоянии больше диаметра цилиндра, и при вводе в цилиндр кольцо сжимается и благодаря собственной упругости плотно прилегает к стенкам цилиндра 1.

Наиболее простой замок – с прямым разрезом – имеет тот недостаток, что концы кольца оказывают повышенное давление на стенки цилиндра и выработывают поверхность стенок. Утечка через такой замок относительно велика.

Лучше замки с косым разрезом, у которых давление на стенки цилиндра равномернее в силу постепенного утонения концов. Уплотняющая способность таких замков выше благодаря удлинению пути жидкости в замке. Размеры зазора в замке кольца выбирают из условия, чтобы в рабочем состоянии в стыке оставался зазор для компенсации температурных деформаций. Этот просвет желательно делать минимальным для уменьшения перетекания жидкости через замок. Практически этот просвет делают равным 0,002–0,005 диаметра цилиндра.

Обычно кольца устанавливаются в несколько рядов (минимум в два). При уплотнении высоких давлений устанавливают 5–10 колец, иногда больше. Будучи прижатыми к стенкам поршневых канавок, кольца образуют ряд кольцевых полостей. Рабочая жидкость (или газ), проникающая в полость первого поршневого кольца, может перейти в следующую полость только через узкую щель в замке кольца. При прохождении через

щель давление жидкости падает; этот процесс повторяется при перетекании жидкости в каждую последующую полость. В результате в последней полости давление жидкости будет гораздо меньше, чем в первой. При монтаже разрезы колец смещаются по отношению к друг другу на  $180^\circ$ .

Поршневые кольца при работе прижимаются к стенкам цилиндра не только силами собственной упругости, но и давлением рабочей жидкости (или газа), проникающей в поршневые канавки и действующей на тыльную поверхность поршневого кольца. Это давление может во много раз превышать давление, вызванное силами собственной упругости; оно играет основную роль в уплотняющем действии поршневых колец. По принципу действия уплотнение поршневыми кольцами с этой стороны очень близко к манжетному уплотнению. Как и там, уплотняющий элемент прижимается к стенкам цилиндра силой, пропорциональной давлению.

Обычно придерживаются следующих правил конструирования поршневых колец:

- ширина кольца  $b$  должна быть не более  $1/20$  диаметра цилиндра;
- диаметр кольца в свободном состоянии должен быть не более  $1,03\text{--}1,04$  диаметра цилиндра. Превышение этих величин вызывает высокие напряжения при работе и надевании кольца на поршень;
- высоту кольца  $h$  обычно делают равной  $(0,5\text{--}0,7)b$ .

Кольца изготавливаются чаще всего из качественного перлитного чугуна, отличающегося износостойкостью и высокими антифрикционными свойствами, обусловленными присутствием в структуре пластинчатого графита.

### Лабиринтные уплотнения

Лабиринтные уплотнения используются в тех случаях, когда невозможно использовать более герметичные контактные уплотнения. Предназначены для уменьшения утечек и являются бесконтактными, т.е. всегда остается зазор между уплотняемыми деталями. Применяются при температурах около  $1000^\circ\text{C}$ , линейных скоростях более  $40\text{ м/с}$ .

Принцип действия основан на создании в зазоре по ходу движения среды набора элементарных гидравлических сопротивлений, значение которых увеличивается при наличии острых кромок. Набор повторяющихся элементов называется ячейкой. В зависимости от конструкции лабиринтного уплотнения количество ячеек имеет конечное значение (как правило, не более 10). При этом на каждой ячейке теряется часть начального давления (рисунок 2.92).

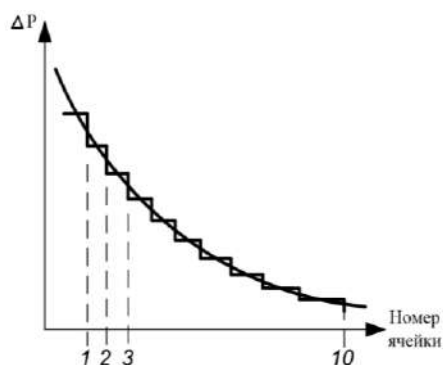


Рисунок 2.92. – Зависимость перепада давления на одной ячейке от ее местоположения

В соответствии с направлением минимального зазора между элементами уплотнения, расположенными на валу и корпусе, лабиринтные уплотнения делятся на радиальные (рисунок 2.93) и осевые (рисунок 2.94).

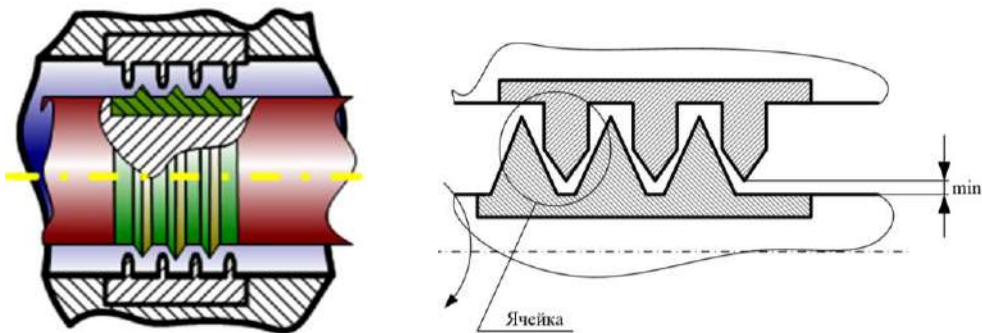


Рисунок 2.93. – Лабиринтное уплотнение с минимальным радиальным зазором

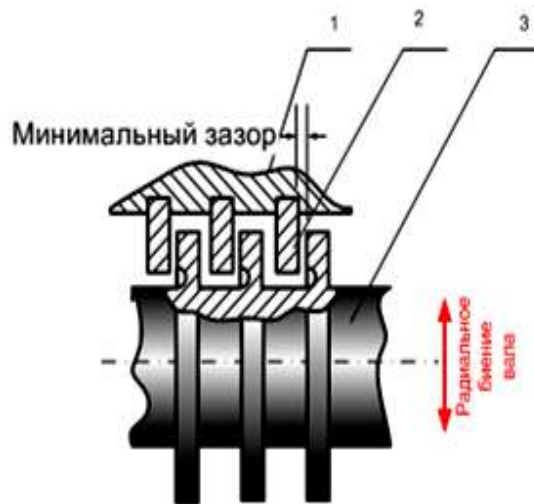


Рисунок 2.94. – Лабиринтное уплотнения с минимальным осевым зазором

Значение минимального зазора зависит от зазоров в подшипниках, амплитуды биения вала и разницы в изменении размеров деталей от температуры. Считается, что минимальный зазор не должен превышать 0,25–0,5 мм.

### Дополнительная литература

1. Макаров, Г.В. Уплотнительные устройства / Г.В. Макаров. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1973. – 232 с.
2. Кононенко, А.П. Уплотнительные устройства машин и машиностроительного оборудования. Расчет и конструирование / А.П. Кононенко, Ю.Н. Голубев. – М. : Машиностроение, 1984. – 104.
3. Феодосьев, В.И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев. – 8-е изд., стереотип. – М. : Наука, 1979. – 560 с.

4. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением [Электронный ресурс] : утв. постановлением МЧС Респ. Беларусь от 27.12.2005, № 56 ; в ред. постановлений МЧС от 13.12.2007 № 121, от 16.04.2008 № 31. – Режим доступа: <https://otb.by/documents/download/13-pravila/307-pube-sosudov-rabotaiushchikh-pod-davleniem>.

5. Насосы. Уплотнительные системы вала для центробежных и роторных насосов. Общие технические требования и методы контроля : ГОСТ 32600-2013 ; введ. 01.11.2014. – М. : Стандартиформ, 2015. – 30 с.

6. Сосуды и трубопроводы высокого давления : справ. / Е.Р. Хисматулин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1990. – 384 с.

## Глава 3

### КОНСТРУКЦИИ ВНУТРЕННИХ УЗЛОВ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В предыдущих разделах мы изучали узлы аппаратов, обеспечивающие их прочность и герметичность, т.е. безопасную эксплуатацию. Начиная с этой главы, будем рассматривать конструкции внутренних устройств оборудования, которые должны увеличивать эффективность процессов, протекающих внутри аппаратов (теплообмен, массообмен и т.д.). Интенсификация процессов теплообмена и массообмена позволяет уменьшить размеры оборудования, а значит, снизить их стоимость.

Кроме этого, в главе будут описаны конструкции узлов, обеспечивающие прочность внутренних устройств.

#### 3.1. Общие сведения о процессе теплообмена в рекуперативных теплообменниках

Конструкции теплообменников, в которых теплообмен осуществляется через стенку, являются в нефтехимической промышленности наиболее распространенными. При этом, независимо от конкретной конструкции теплообменника, общие закономерности теплопереноса будут оставаться одинаковыми. Подробно их рассматривают в курсе «Процессы и аппараты». Ниже будут приведены основные сведения о связи процесса теплообмена с его конструкцией.

В рассматриваемых теплообменниках реализуется следующая последовательность передачи тепла между теплоносителями:

- конвекционный перенос тепла потоками первого теплоносителя к стенке (теплоотдача);
- передача тепла в пределах стенки (теплопроводность);
- конвекционный перенос тепла от стенки ко второму теплоносителю (теплоотдача).

Суммарный процесс передачи тепла этими тремя этапами называется **теплопередачей**.

Зависимость связывающая количество передаваемого в теплообменнике тепла и влияющие факторы имеет одинаковую форму для всех конструкций теплообменников:

$$Q = K F \Delta T_{cp}, \quad (3.1)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, характеризующий суммарную скорость процесса во всех ранее упомянутых стадиях процесса;

$F$  – площадь теплообмена;

$\Delta T_{cp}$  – средняя движущаяся сила процесса теплообмена в теплообменнике.

Рассмотрим уравнение (3.1) с точки зрения возможности интенсификации процесса теплопередачи.

Начнем с движущей силы процесса  $\Delta T_{cp}$ . Она определяется на стадии проектирования установок и зависит только от температуры используемых тепловых носителей. Для конструктора теплообменника эта величина является «исходными данными». Он на нее повлиять не может.

Между площадью теплообмена и коэффициентом теплопередачи существует сложная взаимосвязь через форму (геометрию) поверхности теплообмена. Например, если теплообмен осуществляется через гофрированную листовую поверхность, то интенсивность передачи тепла (при прочих равных условиях) будет выше, чем при передаче тепла через поверхность гладких труб. При этом коэффициенты теплопередачи будут определяться (рассчитываться) в зависимости от **формы** поверхности, а необходимая **площадь** поверхности будет рассчитываться в зависимости от интенсивности теплообмена (от величины  $K$ ).

Таким образом, сначала выбирается конкретная конструкция теплообменника со свойственной ему формой поверхности, а затем последовательно рассчитывают  $K$  и  $F$ .

Уравнение, связывающее коэффициент общей теплопередачи ( $K$ ) от потока к потоку и коэффициенты, характеризующие скорости составляющих процессов, имеет вид

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.2)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициенты теплоотдачи от первого теплоносителя к стенке;

$\delta$  – толщина стенки;

$\lambda$  – теплопроводность металла стенки;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки ко второму теплоносителю.

Каждый из этапов передачи тепла от потока к потоку сказывается на общей эффективности процесса. Однако возможности конструктора повлиять на скорость передачи тепла в каждом случае различны. Наименьшая – в передаче тепла в пределах стенки. С одной стороны, известно, что интенсивность передачи тепла будет больше, если использовать металлы с высоким коэффициентом теплопроводности, например, медь. С другой – в химической промышленности металл выбирают, как правило, из условий коррозионной активности обрабатываемых сред. И делается это еще до начала конструирования теплообменника.

Гораздо большие возможности у конструктора появляются при организации теплообмена на первом и третьем этапах передачи тепла, где она определяется структурой потока – распределением скорости по сечению потока и, соответственно, режимами течения, образующимися в его различных частях.

### Связь эффективности теплообмена с режимами течения около стенки и в ядре потока

При течении вдоль твердой поверхности поток жидкости имеет две существенно разные структуры. В большей части потока, где обычно создается режим турбулентного течения, идет быстрый конвективный перенос тепла в сторону стенки, а в пристеночной области в результате трения жидкость тормозится, что приводит к образованию так называемого гидродинамического пограничного слоя (рисунок 3.1). Известно, что он тонкий, скорость течения в нем изменяется от нуля на поверхности стенки до значений, близких к скорости в ядре потока. В большей части толщины этого слоя реализуется ламинарное движение жидкости, в котором перенос теплоты от жидкости к стенке (или наоборот) осуществляется путем теплопроводности, и передача тепла по сравнению с режимом

турбулентного течения существенно замедляется. Исследования показали, чем меньше толщина, тем больше  $\alpha$  и, соответственно, лучше теплоотдача.

Согласно уравнению (3.2), коэффициент теплопередачи  $K$  всегда меньше меньшего коэффициента теплоотдачи. Поэтому рост коэффициента теплопередачи  $K$  будет наблюдаться при увеличении меньшего из коэффициентов теплоотдачи. При увеличении большего из коэффициентов теплоотдачи рост коэффициента теплопередачи  $K$  практически не наблюдается.

На основании сказанного выше можно указать направления интенсификации теплопередачи.

1. Если коэффициенты теплоотдачи  $a_1$  и  $a_2$  примерно равны, то интенсифицировать теплопередачу необходимо путем увеличения обоих коэффициентов теплоотдачи.

2. Если один коэффициент теплоотдачи много меньше другого, то интенсифицировать теплопередачу необходимо путем увеличения меньшего из коэффициентов теплоотдачи.

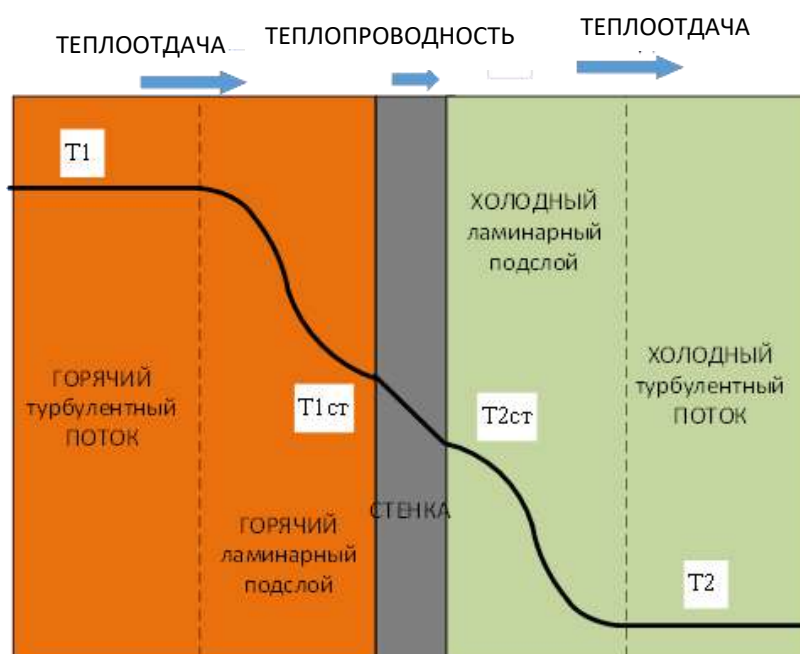


Рисунок 3.1. – Распределение температур в районе теплопередающей стенки

Обычно при проведении технологических расчетов основные размеры аппарата выбираются таким образом, чтобы основное количество жидкости имело турбулентный режим течения, обеспечивающий хорошее перемешивание жидкости и, значит, хорошую передачу тепла в направлении к стенке. К тому же турбулентность в ядре делает ламинарный подслой тоньше, что тоже увеличивает скорость теплопередачи.

Появляется соблазн добиться дальнейшей интенсификации теплообмена путем увеличения скорости теплоносителей. Однако анализ показывает, что изменение скорости теплоносителя по-разному влияет на различные величины, характеризующие работу теплообменного аппарата: коэффициент теплопередачи изменяется пропорционально скорости (или расходу) в степени 0,6–0,8; гидродинамическое сопротивление – пропорционально скорости в степени 1,7–1,8; мощность на прокачку теплоносителя – в степени 2,75. Т.е. дополнительная

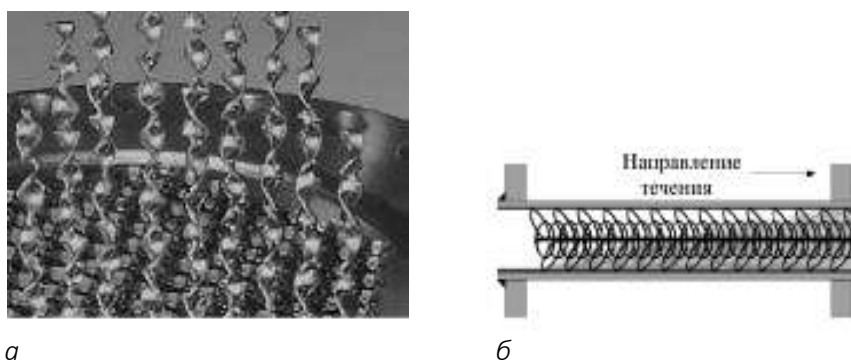
турбулизация ядра потока увеличивает теплоотдачу, но ведет к большим гидравлическим потерям. Сегодня считается, что такой путь экономически невыгоден.

Таким образом, основное направление деятельности конструктора – это изменение (или введение новых) элементов теплообменного аппарата, которое приведет к уменьшению толщины ламинарного слоя жидкости, образующегося на теплопередающей поверхности, и соответственно, к увеличению интенсивности работы теплообменника.

### Влияние элементов конструкции на процессы теплообмена в рекуперативных теплообменниках

В литературе можно найти большое количество исследований по изучению воздействия внешних источников энергии на скорость теплообмена. При этом доказано, что механическое воздействие на поверхность теплообмена (вращение или вибрация поверхности) или воздействие на поток электрическим магнитным или акустическим полем, пульсациями давления, вдув или отсос рабочей среды через пористую поверхность могут существенно увеличить скорость теплопередачи. Однако в химической промышленности эти методы не нашли широкого применения из-за их стоимости.

Известны исследования, позволяющие увеличивать интенсивность теплообмена перемешиванием в основном потоке жидкости. Обычно это достигается за счет проволочно-петельных структур и статических смесителей различных конструкций (рисунок 3.2). Увеличение коэффициентов теплоотдачи здесь показывает 10 раз при течении однофазных теплоносителей. Но данный вид интенсификации теплообмена характеризуется значительно опережающим ростом гидравлического сопротивления.



*а* – вставки в виде скрученной ленты; *б* – вставки в виде проволочных петель

Рисунок 3.2. – Конструкции перемешивающих вставок

Чаще в нашей отрасли применяют следующие методы интенсификации конвективного теплообмена:

- разрушение или уменьшение толщины пристенных ламинарных слоев жидкости за счет специальной формы поверхности теплообмена;
- придание потоку жидкости вращательно-поступательного движения.

Первый способ состоит в воздействии на пристенную область течения за счет искусственной шероховатости в виде различного типа накаток на поверхности, проволочных

спиралей и т.п. Второй заключается в создании закрученного движения потока с помощью ленточных, шнековых и пластинчатых завихрителей. Существуют конструкции теплообменников, в которых трубки свиты в форме пружин. Такие приемы воздействия распространяются на весь поток. Рассмотрим оба способа подробнее.

### Турбулизация ламинарного подслоя

Считается, что искусственная турбулизация будет экономически оправдана, если увеличивать интенсивность турбулентных пульсаций только в узком слое около стенки. Если вихрь мал и его граница расположена близко к стенке, то возникшие на ней пульсации скорости увеличат циркуляцию близко у стенки и тем самым интенсифицируют теплоотдачу. Интенсификация теплообмена посредством шероховатости в общем случае происходит за счет более раннего перехода от ламинарного течения к турбулентному по сравнению с гладкой стенкой.

Довольно часто пытаются интенсифицировать теплообмен с помощью выступов, образованных за счет кольцевой (рисунок 3.3) или винтовой (рисунок 3.4) накаток. Такой конструкторский прием обладает рядом преимуществ:

- канавки, создаваемые накаткой на наружной поверхности трубы, одновременно создают на внутренней стороне выступы, которые интенсифицируют теплообмен и на внутренней поверхности;
- технология накатки проста;
- существующая технология сборки кожухотрубчатых теплообменников целиком применима для накатанных труб.

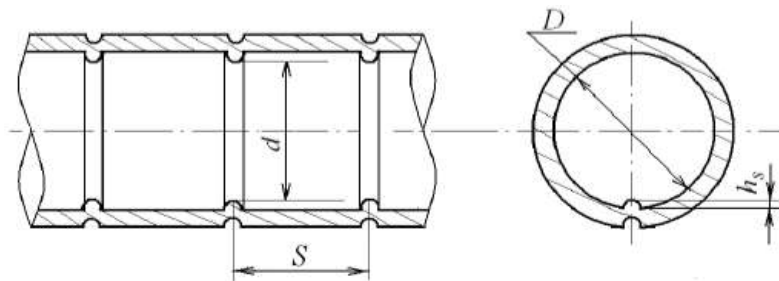


Рисунок 3.3. – Труба с поперечной кольцевой накаткой

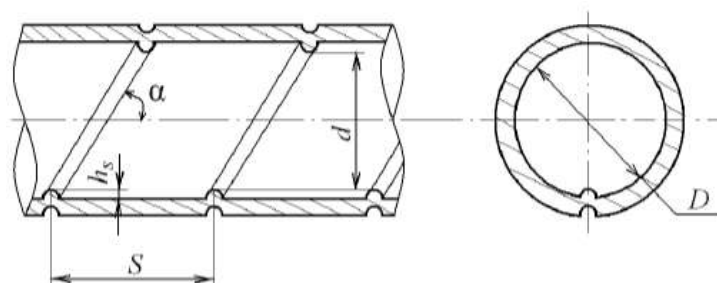


Рисунок 3.4. – Труба с поперечной винтовой накаткой

Считается, что расстояние турбулизаторов друг от друга должно равняться десяти высотам выступов.

## О сравнении эффективности

Использование любого из известных методов интенсификации теплопередачи сопровождается также ростом гидродинамического сопротивления. Поэтому для сопоставления эффективности различных конструкции интенсификаторов применяют соотношение, характеризующее увеличение интенсивности теплообмена в трубе с интенсификатором на единицу дополнительно затраченной энергии:

$$E = \frac{\alpha}{N_0^m},$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;

$N_0$  – энергозатраты на преодоление гидравлических сопротивлений в степени  $m$ , значение которой зависит от конструкции теплообменника.

### 3.2. Теплообменные элементы емкостного оборудования

При необходимости передать небольшие количества тепла обрабатываемому продукту теплообменные элементы объединяют с емкостями, в которых происходит процесс. Обычно для этих целей используются внутренние и наружные змеевики, а также двойные корпуса, в зазор между которыми попадает один из теплоносителей. Рассмотрим перечисленные конструкции.

Погружные змеевиковые теплообменники используют в химической промышленности для теплообмена между средами, одна из которых находится под давлением.

Во внутреннем (погруженном) змеевике (рисунок 3.5) жидкость, газ или пар движется по спиральному змеевику, выполненному из труб  $\varnothing$  диаметром 15–75 мм.

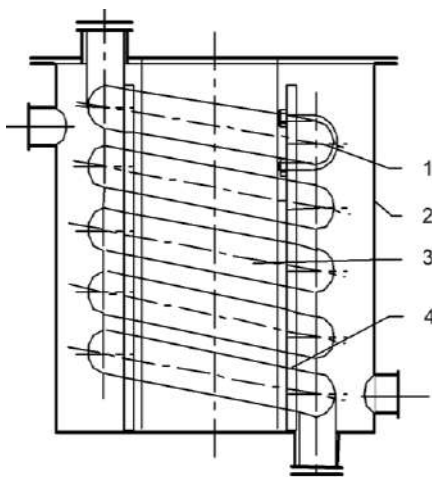


Рисунок 3.5. – Змеевиковый теплообменник

Змеевики устанавливаются вдоль корпуса 2, а при необходимости и вдоль днища. Во избежание прогиба труб при большом диаметре навивки каждый виток крепится на стойках 4 при помощи хомутов различной конструкции (рисунок 3.6). Площадь теплообмена в таких конструкциях достигает 15 м<sup>2</sup>. Высокая интенсивность теплообмена внутри

труб обеспечивается как за счет скорости движения теплоносителя, так и за счет закрученного движения жидкости в трубах. Высокий коэффициент теплоотдачи с наружной стороны труб обеспечивается за счет быстрого движения теплоносителя в емкости за счет работы перемещающего устройства.

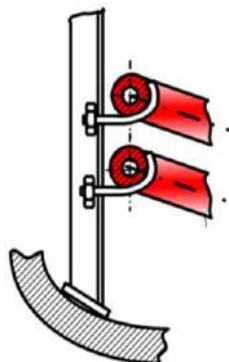


Рисунок 3.6. – Крепление внутренних змеевиков

К достоинствам конструкции относят то, что вся поверхность труб передает тепло непосредственно обрабатываемой среде. К недостаткам – затрудненный контроль за герметичностью змеевика.

В наружных змеевиках по сравнению с внутренними более удобный контроль за герметичностью. Нагревание или охлаждение при давлениях теплоносителя до 6 МПа можно осуществлять с помощью змеевиков, изготовленных из полуцилиндров, приваренных к стенке аппарата (рисунок 3.7, а). Для более высоких давлений, достигающих 25 МПа, к наружной стенке аппарата приваривают трубы (рисунок 3.7, б). Вариант использования уголков показан на рисунке 3.7, в.

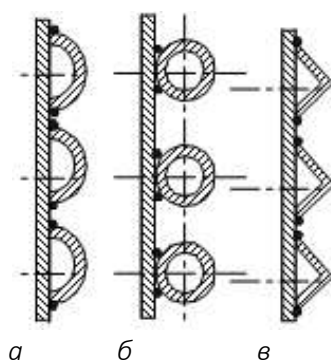


Рисунок 3.7. – Варианты исполнения наружных змеевиков

К достоинствам аппарата с приваренными змеевиками следует отнести возможность распределения системы труб змеевика на несколько секций, питаемых независимо друг от друга. Включением и отключением отдельных секций становится возможным регулировать уровень обогрева или охлаждения. Кроме того, материал привариваемых змеевиков может быть иным (более дешевым), чем материал корпуса аппарата.

Для обогрева и охлаждения реакционных аппаратов применяются двойные корпуса (рисунок 3.8), в которых поверхность теплообмена образуется стенкой внутреннего

корпуса 1. При этом наружный корпус 2 называют рубашкой. Рубашки применяются при необходимости передачи относительно большого количества тепла в сравнении со змеевиком.

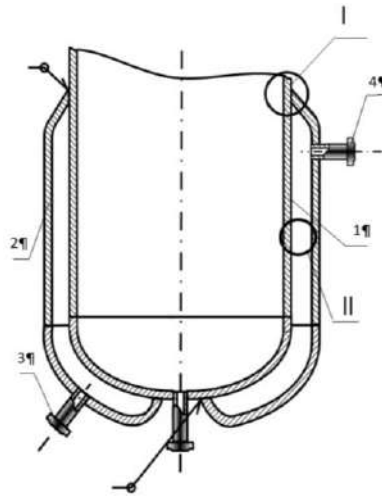


Рисунок 3.8. – Аппарат с рубашкой

Рубашки могут устанавливаться на вертикальных и горизонтальных аппаратах.

Преимущество нагрева с помощью рубашки: имеется возможность удобной очистки внутренних поверхностей аппарата.

Недостаток греющей рубашки обусловлен главным образом тем, что при высоком давлении в рубашке и большом диаметре аппарата толщина стенки корпуса становится значительной. Поэтому становится невозможным получение высоких значений температурного напора между стенкой и нагреваемой жидкостью в аппарате.

На рисунке 3.9 показаны варианты присоединения неразъемных рубашек к корпусу. Конкретный способ определяется возможностями завода изготовителя.

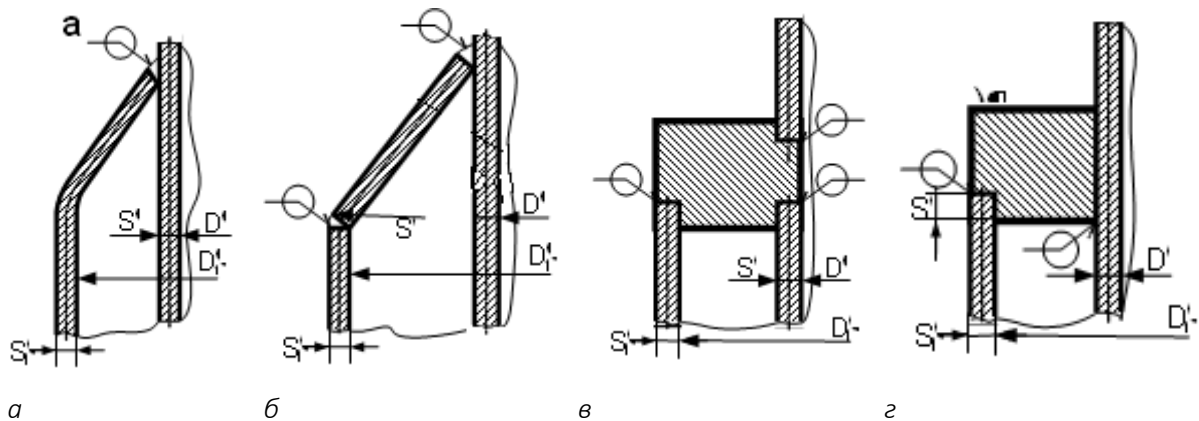


Рисунок 3.9. – Варианты присоединения рубашки к корпусу аппарата

Рост скорости теплоносителя увеличивает коэффициент теплопередачи, поэтому зазор между рубашкой и корпусом стараются сделать минимальным (50–70 мм). Для увеличения турбулентности в зазор между корпусами могут ввариваться кольца (рисунок 3.10), которые создают местные вихри жидкости в пристеночной зоне.

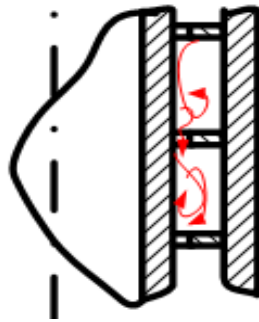


Рисунок 3.10. – Турбулизирующие кольца в зазоре между рубашкой и корпусом аппарата

### 3.3. Узлы кожухотрубчатых теплообменников

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты широко применяются в нефтехимической, химической и других смежных отраслях промышленности для проведения нагрева, охлаждения, конденсации и испарения. В кожухотрубчатом теплообменнике один поток перемещается по трубам трубного пучка (трубное пространство); второй – в корпусе, омывает эти трубы снаружи (межтрубное пространство). Наиболее часто используемые конструкции представлены на рисунках 3.11–3.13.

Конструкцию основных узлов рассмотрим на примере теплообменника с плавающей головкой (рисунок 3.14).

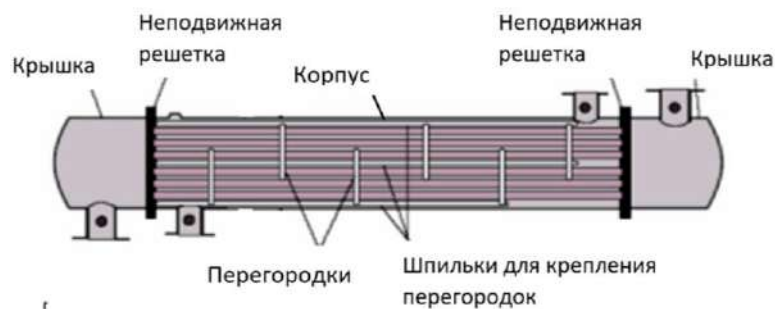


Рисунок 3.11. – Теплообменник жесткого типа

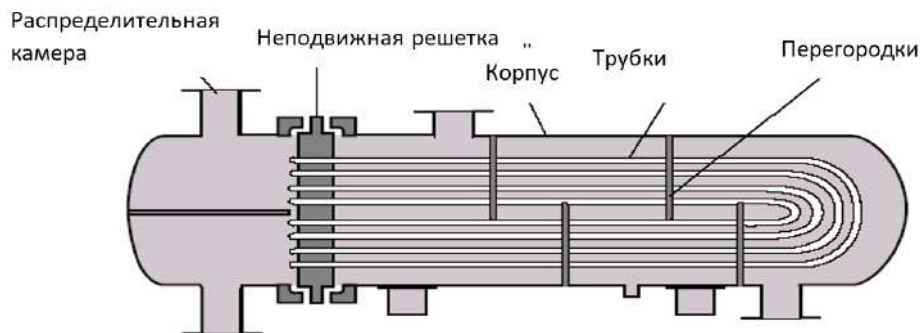


Рисунок 3.12. – Теплообменник U-образными трубками

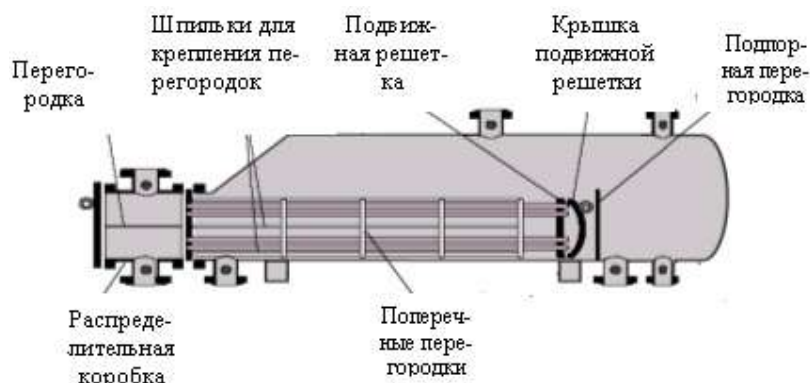


Рисунок 3.13. – Теплообменник с паровым пространством

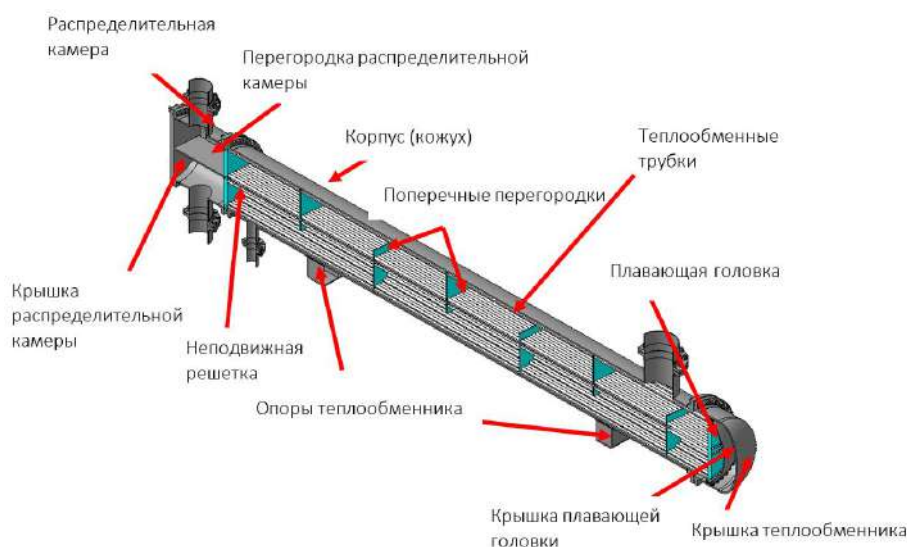


Рисунок 3.14. – Теплообменник с паровым пространством

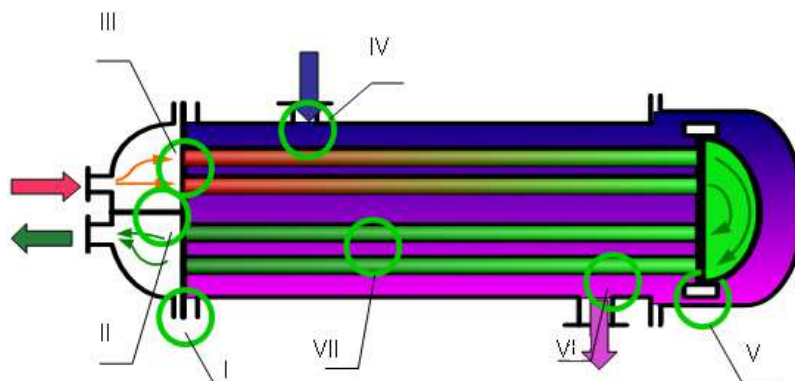
Позже будут рассмотрены узлы, характерные для других конструкций кожухотрубчатых теплообменников.

Как видно из рисунка 3.14, трубный пучок теплообменника со стороны распределительной камеры закреплен в неподвижной решетке. Противоположный конец трубного пучка крепится в подвижной решетке, которая может свободно перемещаться в осевом направлении (плавает). Этим достигается независимость температурных деформаций корпуса и трубного пучка.

На рисунке 3.15 показана схема движения потоков и узлы, которые будут рассмотрены подробно.

Один из теплоносителей поступает в распределительную камеру и начинает двигаться по половине трубок. Наличие крышки, примыкающей к подвижной решетке, заставляет жидкость повернуть на 180° и возвратиться в распределительную коробку. Такого типа теплообменник называется двухходовым по трубкам.

Для удлинения пути жидкости в межтрубном пространстве устраиваются вертикальные поперечные перегородки (на рисунке 3.15 не показаны). Теплообменник с такими перегородками называется многоходовым по корпусу.



I – крепление неподвижной трубной решетки; II – уплотнение перегородки распределительной камеры; III – крепление труб в трубной решетке; IV – отбойная пластина; V – герметизация крышки плавающей головки; VI – опирание трубного пучка на корпус; VII – крепление поперечных перегородок

Рисунок 3.15. – Схема потоков и узлы теплообменника с плавающей головкой

#### Уплотнение неподвижной трубной решетки (узел I)

Неподвижная трубная решетка 3 (рисунок 3.16) крепится между фланцем корпуса 5 и фланцем распределительной коробки 1. Герметизация стыков осуществляется прокладками 2 и 4, которые сжимаются при помощи шпилек.

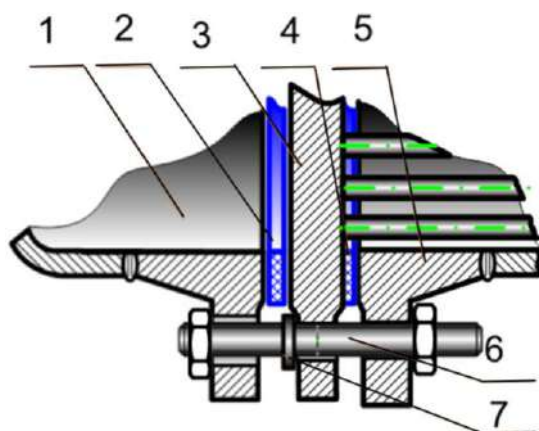
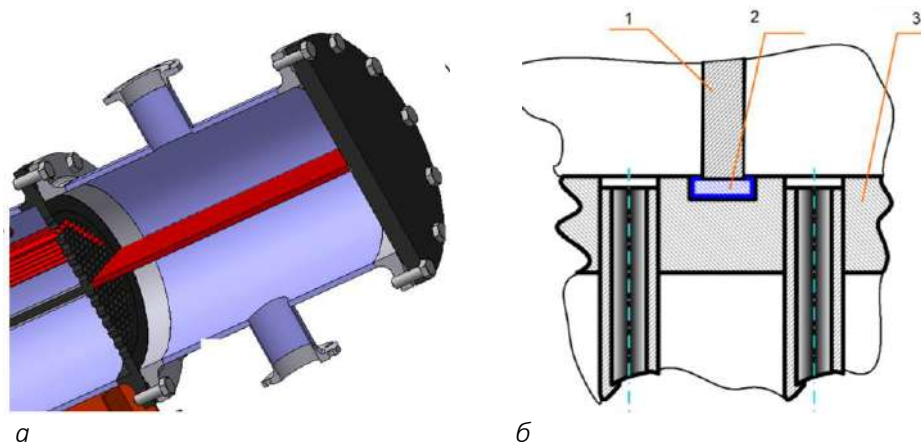


Рисунок 3.16. – Герметизация неподвижной трубной решетки

В процессе эксплуатации периодически приходится снимать распределительную коробку 1. Чтобы во время такой операции не нарушить прокладку 4 (иначе придется для ее замены вынимать трубный пучок), на двух (четырех) шпильках делают кольцевые выступы 7, что позволяет после снятия гаек со стороны распределительной коробки не нарушать прокладку 4.

#### Уплотнение перегородки распределительной камеры (узел II)

Распределительная камера (рисунок 3.17) разделена на две части перегородкой 1, которая вварена в цилиндрический корпус.



**а** – внешний вид;  
**б** – чертеж узла герметизации перегородки и трубной решетки

Рисунок 3.17. – Уплотнение перегородки распределительной камеры

Чтобы входящий и выходящий потоки не смешивались, перегородка дополнительно уплотняется прокладками 2, установленными на трубной решетке 3 и крышке. Для увеличения количества ходов жидкости по трубам может устанавливаться несколько перегородок.

### Крепление труб в трубной решетке (узел III)

Крепление трубок в трубной решетке должно быть прочным и плотным. Прочность соединения оценивают усилием вырывания трубы из гнезда, плотность – давлением среды, до которого сохраняется герметичность.

Развальцовка является наиболее распространенным способом получения прочных и герметичных соединений труб с трубными решетками теплообменных аппаратов. Осуществляется специальным роликовым развальцовочным инструментом, который прижимает трубку к стенкам отверстия с усилием, обеспечивающим возникновение пластических деформаций в трубке. При этом напряжения в трубной решетке остаются упругими (рисунок 3.18).

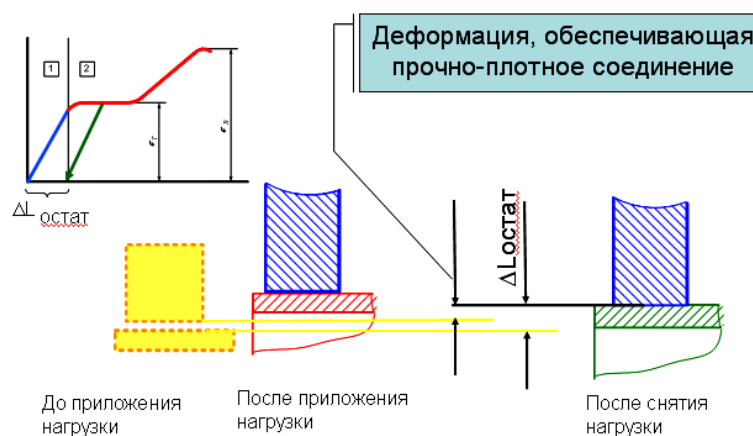


Рисунок 3.18. – Схема деформаций трубки и трубной решетки в процессе развальцовки

Это приводит к тому, что после снятия нагрузок металл трубной решетки, возвращаясь в исходный размер, наталкивается на трубку, которая получила остаточную деформацию (наружный диаметр стал больше), и обжимает ее по всей поверхности развальцовки.

Для получения надежного соединения трубы с трубной решеткой необходимо выполнить следующее условие:

$$D' = D_0 + \Delta + K \cdot S,$$

где  $D'$  – расчетный внутренний диаметр трубы после развальцовки;

$D_0$  – внутренний диаметр трубы до развальцовки;

$\Delta$  – диаметральный зазор между трубой и трубной;

$K$  – коэффициент, учитывающий тип теплообменного аппарата:  $K = 0,1$  – для конденсаторов, маслоохладителей, водоподогревателей, испарителей, бойлеров и т.п.;  $K = 0,2$  – для котлов;

$S$  – толщина стенки трубы.

### Пример расчета внутреннего диаметра трубы после развальцовки

Исходные данные:

– внутренний диаметр трубы до развальцовки ( $D_0$ ) – 14,0 мм;

– диаметральный зазор между трубой и трубной решеткой ( $\Delta$ ) составляет 0,3 мм.

Для теплообменников  $K = 0,1$ . Тогда расчетный внутренний диаметр трубы после развальцовки ( $D'$ ) должен быть:

$$D' = 14,0 + 0,3 + 0,1 \times 1 = 14,4 \text{ (мм)}.$$

На рисунке 3.19 показан трехроликовый развальцовочный инструмент с регулируемой глубиной развальцовки, получивший наибольшее распространение. В пазах корпуса 4 расположены под углом  $120^\circ$  один к другому вращающиеся ролики 5 удерживаемые от выпадения завальцованными краями пазов. Внутри корпуса вращается и перемещается в осевом направлении веретено 1. Винт 2 фиксирует положение подшипникового упора 3, тем самым определяя глубину развальцовки.

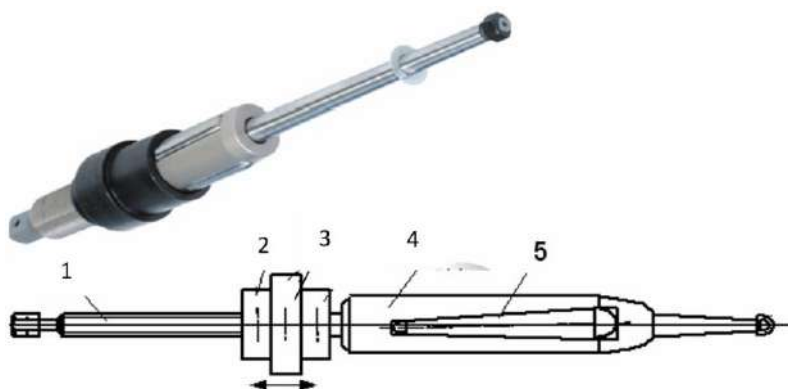
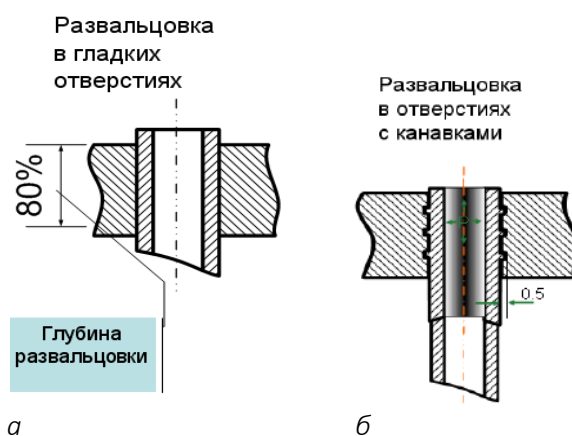


Рисунок 3.19. – Внешний вид и чертеж роликового развальцовочного инструмента

Развальцовка может проводиться в гладких отверстиях (рисунок 3.20, *а*) и в отверстиях с канавками (рисунок 3.20, *б*), куда затекает металл трубки, доведенной до пластичного состояния в момент развальцовки.



*а* – гладкое отверстие; *б* – отверстие с канавками

Рисунок 3.20. – Типы отверстий под развальцовку

Последний способ крепления существенно увеличивает возможности применения конструкции. При развальцовке конец трубы обычно выступает на 3–5 мм над поверхностью решетки. Это повышает прочность и плотность соединения. Для обеспечения качественной развальцовки решетку изготавливают из материала большей твердости, чем трубы.

Роликовая развальцовка имеет ряд недостатков. Явление ползучести и релаксации при высоких температурах нарушают герметичность соединения. Деформация трубы роликами вызывает в ряде сред снижение коррозионной стойкости в зоне вальцовочного пояса по сравнению с недеформированным металлом трубы, отслаивание и шелушение металла трубы.

В случаях когда требуется повышенная герметичность или при повышенных температурах и давлениях трубы, необходимо крепить с использованием сварки (рисунок 3.21).

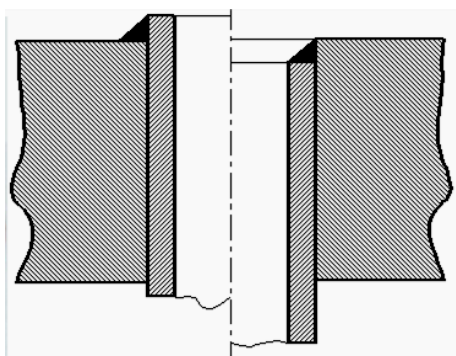
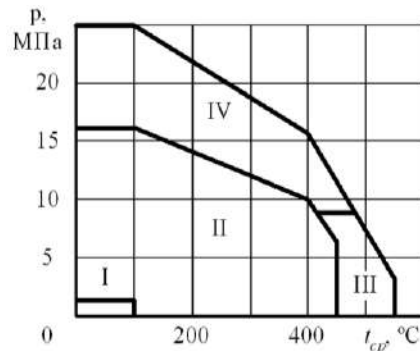


Рисунок 3.21. – Варианты проведения сварки труб и трубных решеток

При этом соблюдается следующая последовательность операций: подвальцовка (убирает зазор между трубкой и решеткой), сварка, окончательная развальцовка. Применение сварки может сочетаться как с гладкими отверстиями, так и при наличии в отверстиях канавок.

Возможность применения различных способов крепления труб определяется давлением ( $P$ ) и температурой ( $t$ ), при которых теплообменник остается прочным и плотным. Соответствующий график приведен на рисунке 3.22. По приведенной диаграмме осуществляют предварительный выбор способа крепления, который при необходимости уточняется расчетом.



- I – развальцовка без канавок; II – развальцовка с канавками;
- III – подвальцовка + сварка + развальцовка без канавок;
- IV подвальцовка + сварка + развальцовка с канавками

Рисунок 3.22. – Области применения методов крепления стальных труб

### Узел ввода жидкости в корпус теплообменника (узел IV)

Для предотвращения разрушения труб 1 потоком входящей жидкости в корпусе 3 перед штуцером ввода 4 устанавливают отбойную пластину 6 (рисунок 3.23).

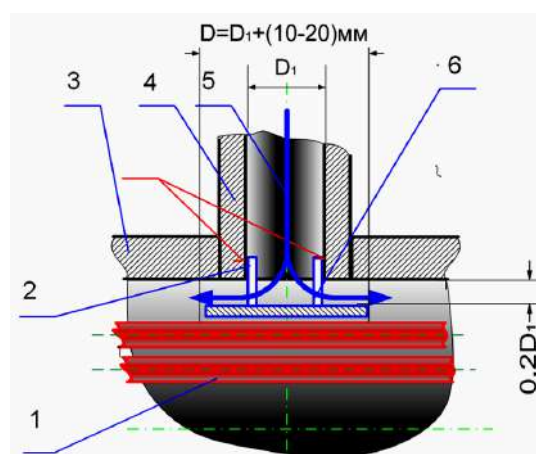


Рисунок 3.23. – Установка отбойной пластины в корпусе теплообменника

Пластина может крепиться к штуцеру ввода на ножках 2 или непосредственно при помощи хомутов к трубкам теплообменного пучка (на рисунке не показано).

### Узел герметизации плавающей головки (узел V)

При конструировании данного узла (рисунок 3.24) стремятся, чтобы крепежные элементы, участвующие в герметизации, имели минимальные размеры в радиальном направлении и занимали как можно меньше места на подвижной решетке. Это позволяет уменьшить зазор между корпусом и трубным пучком. Соответственно большая часть теплоносителя будет идти через трубный пучок, а не в обход по кольцу вдоль корпуса.

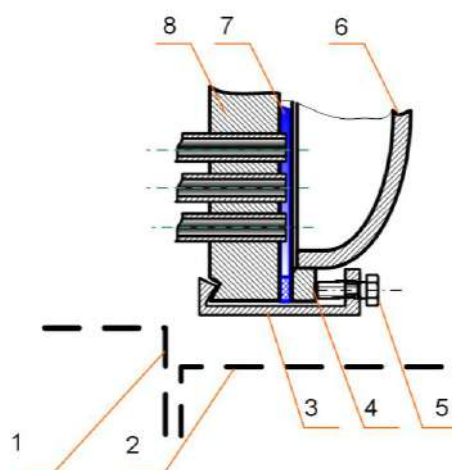
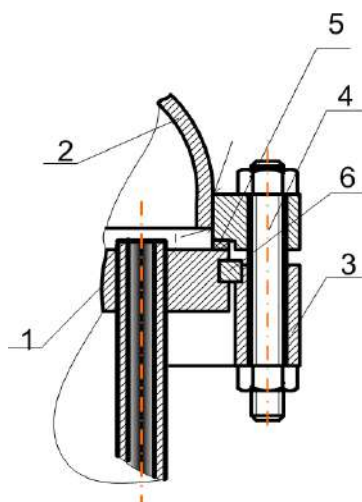


Рисунок 3.24. – Герметизация плавающей головки при помощи полукольцевой струбцины

Стык между фланцем 4, приваренным к крышке 6 и трубной решетке 8 уплотняется прокладкой 7, которая сжимается при помощи полукольцевой струбцины 3 и нажимных винтов 5. В большинстве конструкций диаметр полукольцевой струбцины 3 больше диаметра корпуса теплообменника 1, поэтому для демонтажа трубного пучка необходимо предварительно снять крышку 2 и разобрать струбцину 3.

На рисунке 3.25 показана конструкция с использованием закладного кольца.



1 – подвижная решетка; 2 – крышка плавающей головки;  
3 – стяжное кольцо; 4 – шпилька; 5 – прокладка;  
6 – закладное кольцо

Рисунок 3.25. – Плавающая головка с закладным разъемным кольцом

### Конструкции опор трубного пучка на корпус (узел VI)

В теплообменниках с плавающей головкой и U-образными трубками трубный пучок необходимо каким-то образом опереть на корпус в районе подвижной решетки или в районе поворота труб. В противном случае трубный пучок окажется закрепленным консольно, что вызовет большую нагрузку на неподвижную трубную решетку.

При диаметре корпуса теплообменника до 400 мм трубчатый пучок опирается на ближайшую к плавающей головке поперечную перегородку, выполненную утолщенной (16–20 мм). При диаметрах от 400 до 600 мм для поддержания трубчатого пучка к решеткам привариваются полозья, длину которых принимают больше диаметра нижнего штуцера для обеспечения возможности монтажа и демонтажа пучка.

При больших диаметрах корпуса пучок при монтаже перемещается по корпусу на роликах. Одна из конструкций показана на рисунке 3.26.



Рисунок 3.26. – Конструкция опоры трубного пучка на корпус с использованием роликов

### Установка поперечных перегородок (узел VII)

Поперечные перегородки (рисунок 3.27), расположенные в корпусе теплообменника, предотвращают провисание трубок и одновременно служат для организации поперечного обтекания теплоносителем трубок, что существенно увеличивает турбулентность потока и соответственно коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к трубке.

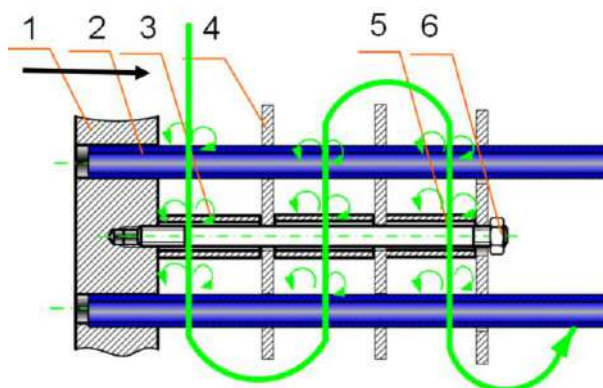


Рисунок 3.27. – Крепление поперечных перегородок

Поперечные перегородки 4 устанавливаются при помощи шпилек 5, ввинчиваемых в трубные решетки 1. Шпильки располагаются по периметру трубного пучка. Расстояние между перегородками задается дистанционными трубками 3. Весь пакет перегородок стягивается гайками 6 (рисунок 3.28).

Наличие перегородок увеличивает длину пути теплоносителя по межтрубному пространству. Перегородки обычно представляют собой часть круга (рисунок 3.29).



Рисунок 3.28. – Установка поперечных перегородок в U-образном теплообменнике

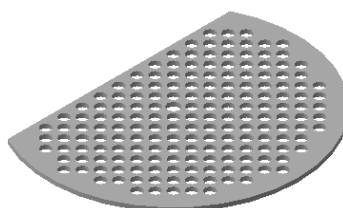


Рисунок 3.29. – Форма поперечной перегородки

Процесс теплоотдачи при поперечном обтекании труб имеет ряд особенностей, которые объясняются гидродинамической картиной движения жидкости вблизи поверхности трубы. В лобовой точке набегающий поток разделяется на две части и плавно обтекает переднюю часть периметра трубы (рисунок 3.30). На поверхности трубы образуется пограничный слой, имеющий наименьшую толщину в лобовой точке и далее постепенно нарастающий в размерах.

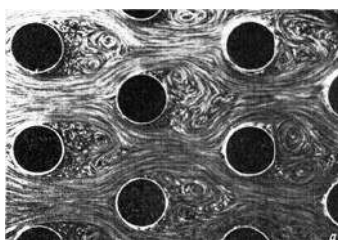
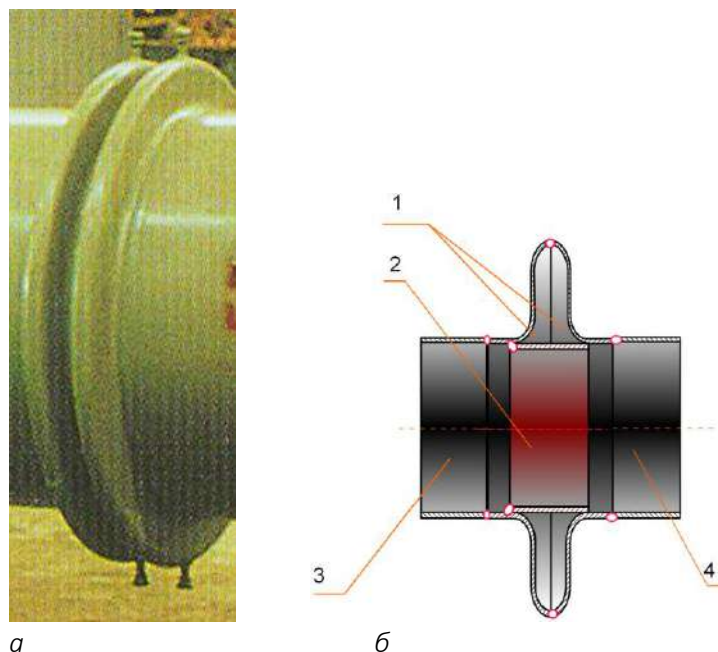


Рисунок 3.30. – Характер движения жидкости при поперечном обтекании трубок

### Конструкция линзового температурного компенсатора

Для компенсации температурных деформаций, обусловленных большой разностью температур труб и кожуха, в теплообменниках жесткого типа могут устанавливаться линзовые компенсаторы в количестве 1–2 штуки (рисунок 3.31).



*а* – внешний вид; *б* – разрез

Рисунок 3.31. – Линзовый компенсатор

Каждая линза (в зависимости от толщины) компенсирует от 4 до 12 мм. Линзовые компенсаторы изготавливаются штамповкой из двух половин 1. Части сваривают по большому диаметру. Всю конструкцию вваривают между частями корпуса 3 и 4. Внутри компенсатор закрывается цилиндрической вставкой 2, которая предотвращает накопление в компенсаторе твердых осадков.

В нижней части компенсатора устанавливается резьбовой штуцер с гайкой-заглушкой для слива жидкости во время остановки. Аналогичный штуцер устанавливается в верхней части компенсатора в качестве воздушника (см. рисунок 3.31, *а*).

### Крепление трубных решеток в теплообменниках жесткого типа

Особенностью теплообменников жесткого типа является отсутствие устройств, обеспечивающих компенсацию температурных деформаций. В связи с этим рассматриваемые конструкции обычно применяют, когда разность температур стенок и корпуса не превышает 50°.

Ниже рассмотрены варианты крепления трубных решеток к корпусу.

Фланцевый корпус с бесфланцевой решеткой (рисунок 3.32). Для конструкции такого вида необходима подготовка кромок трубной решетки под сварку.

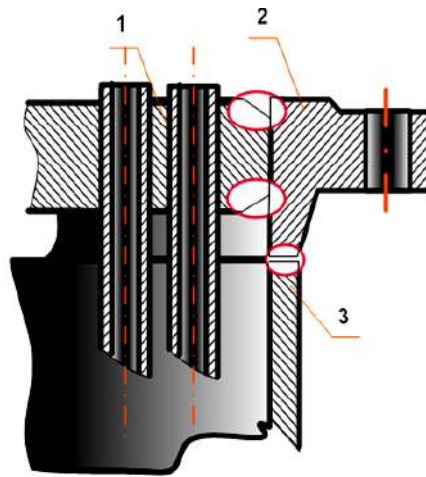


Рисунок 3.32. – Фланцевый корпус с бесфланцевой решеткой

Фланцевая решетка с бесфланцевым корпусом (рисунок 3.33). Кольцевой выступ 1 уменьшает краевые напряжения, а также разносит в пространстве краевые напряжения и напряжения от сварки. Улучшаются условия сварки, т.к. свариваются детали одной толщины.

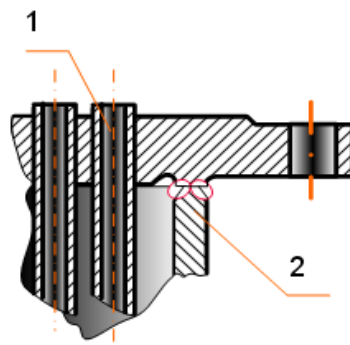


Рисунок 3.33. – Фланцевая решетка с бесфланцевым корпусом

Бесфланцевый корпус с бесфланцевой решеткой (рисунок 3.34). Трубная решетка 2 вваривается между корпусом 3 и крышкой 1. Данная конструкция используется в теплообменниках с повышенными требованиями к герметичности.

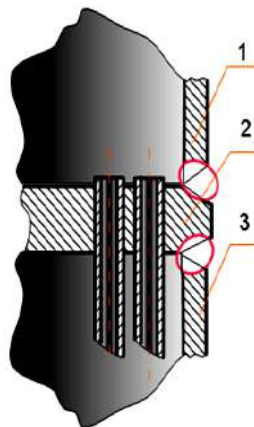


Рисунок 3.34. – Бесфланцевый корпус с бесфланцевой решеткой

## Витые теплообменники

Традиционные кожухотрубчатые аппараты с прямыми трубками по современным меркам недостаточно эффективны и надежны. К их основным недостаткам относятся:

- низкую интенсивность процесса теплообмена и предрасположенность к загрязнению теплообменных поверхностей;
- недостаточную механическую прочность и устойчивость к возможным гидравлическим ударам и вибрациям;
- значительные габариты аппаратов.

В технической литературе под названием «витой теплообменник» могут понимать несколько различных конструкций. В каждой из них при помощи конструкторских приемов создается закрученный поток жидкости. Чаще такое движение осуществляется в трубках, но в некоторых конструкциях закручивание потока имеет место и в межтрубном пространстве.

Интенсификация теплоотдачи в закрученном потоке достигается за счет увеличения пристенной скорости потока и вторичных течений, возникающих под действием центробежных сил и усиливающих теплообмен между ядром потока и ламинарным слоем жидкости на стенке канала (рисунок 3.35).

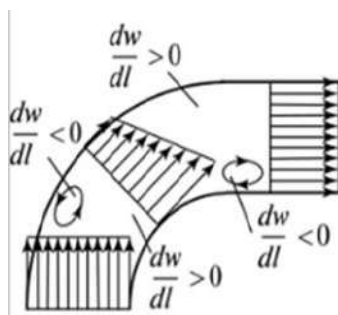


Рисунок 3.35. – Схема движения жидкости в изгибающемся канале

Расчет теплоотдачи в изогнутых трубах производится по формулам для прямой трубы с последующим введением в качестве множителя поправочного коэффициента  $\epsilon_R$ , который для змеевиковых труб определяется соотношением

$$\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R},$$

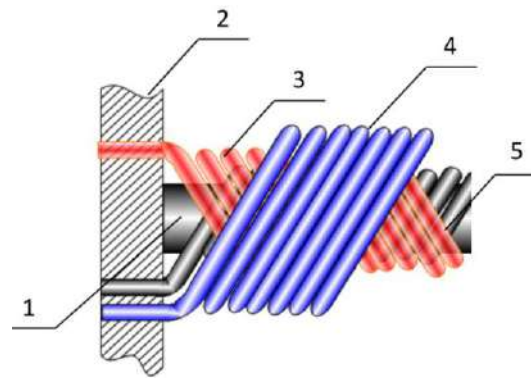
где  $R$  – радиус змеевика;  
 $d$  – диаметр трубы.

Из уравнения видно, что с уменьшением радиусагиба трубы  $R$  влияние центробежного эффекта увеличивается.

Поверхность нагрева витых теплообменников (рисунок 3.36) комплектуется из ряда концентрических змеевиков 3, 4, 5, заключенных в кожух и закрепленных в соответствующих решетках 2. Первый ряд трубок навивается на центральную монтажную трубу 1, закрепленную между решетками.



а



б

Рисунок 3.36. – Внешний вид (а) и схема навивки трубок (б)

Витые теплообменники широко применяют в аппаратуре высокого давления для процессов разделения газовых смесей методом глубокого охлаждения. Эти теплообменники характеризуются способностью к самокомпенсации температурных деформаций. Благодаря закручиванию труб вокруг оси теплообменное устройство можно сделать более компактным. Согласно имеющимся литературным данным, интенсификация теплоотдачи в змеевиках достигает от 30% до 3 раз при течении однофазных и вскипающих теплоносителей в зависимости от геометрии змеевика

#### Другие типы витых теплообменников

Для целей криогенной техники были разработаны витые теплообменники с маленькими трубными решетками (рисунок 3.37), что позволяет существенно снизить расход металла.



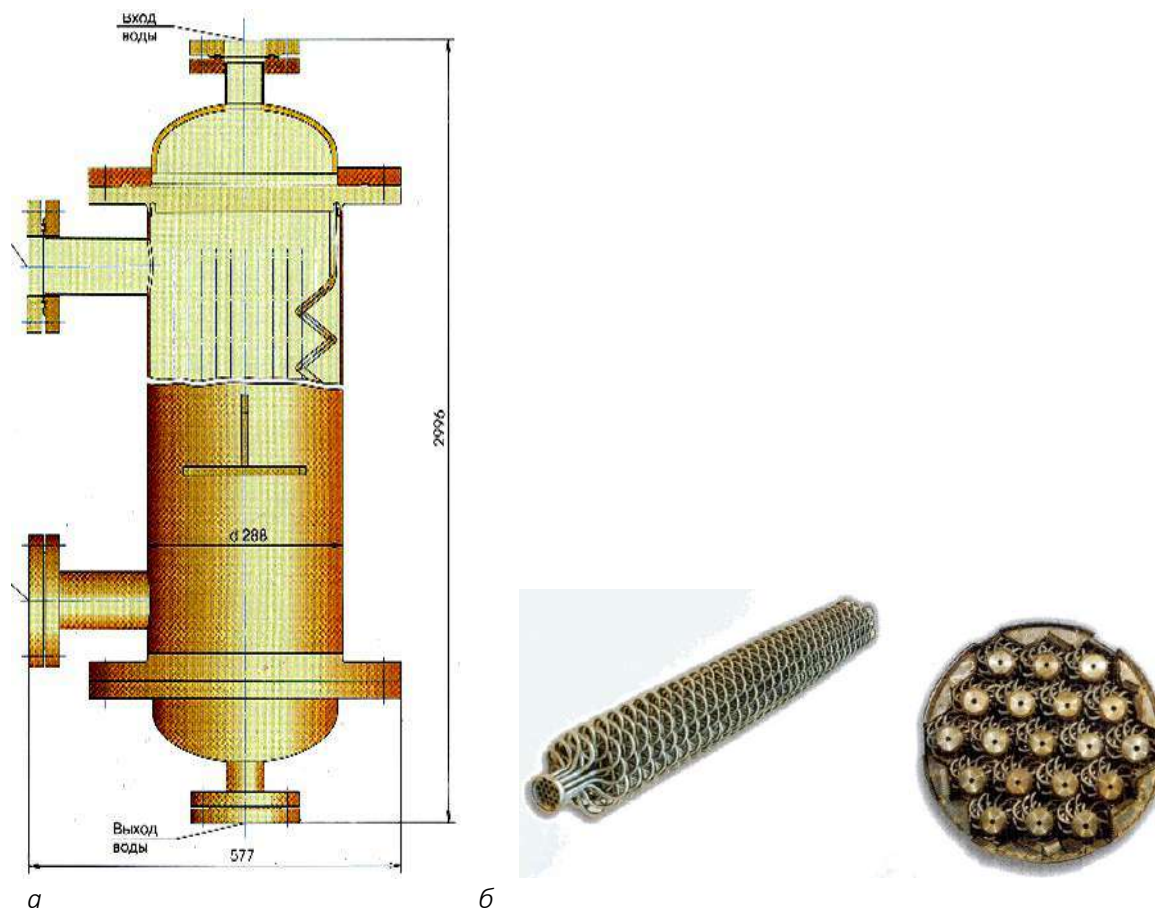
Рисунок 3.37. – Витые теплообменники с маленькими трубными решетками

Конструкция обеспечивает следующие параметры:

- диапазон рабочих температур колеблется от  $-271$  до  $+700$  °С;
- компактность – от  $4\ 000$  до  $15\ 000$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;

- масса в 5–10 раз ниже по сравнению с традиционными конструкциями;
- давление от 0,01 до 40,0 МПа.

Были также разработаны конструкции витого теплообменника с трубками в форме пружин. В первом случае (рисунок 3.38, а) трубки закреплены в трубной решетке традиционной формы, во втором (рисунок 3.38, б) трубки собраны в модули, у каждого из которых имеется своя трубная доска. Модули собраны в одном корпусе.



а – с индивидуальными трубками; б – с трубками, собранными в блоки

Рисунок 3.38. – Витой теплообменник с трубками пружинной формы

Теплоноситель, движущийся по межтрубному пространству при обтекании пучка трубок, разбивается на множество отдельных струек, которые частично закручиваются и постоянно перемешиваются между собой. Это приводит к интенсивному теплообмену между пограничным слоем и потоком. В то же время в теплоносителе, движущемся в змеевике, возникают микровихри, направленные от стенки змеевика, что увеличивает интенсивность теплообмена.

Надежность работы теплообменников обеспечена:

- применением теплообменной поверхности в виде змеевика, что позволяет гарантировать самокомпенсацию температурных расширений теплообменных элементов при быстром разогреве и охлаждении теплообменного оборудования;
- ремонтпригодность теплообменников обеспечена секционированием теплообменной поверхности;

– применение одного типоразмера теплообменного элемента исключает неравномерность по ним температуры, расхода и, как следствие, напряжений в элементах трубной системы.

Применение витых труб, имеющих эллипсовидное поперечное сечение (рисунок 3.39), позволяет исключить поперечные, которые обычно устанавливаются для уменьшения вибраций трубных пучков и организации перекрестного тока теплоносителей.

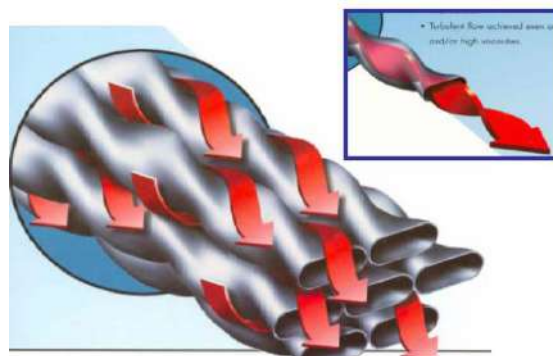


Рисунок 3.39. – Теплообменник с «витыми» трубками

Каждая труба поддерживается двумя смежными трубами, в то же время имеется пространство по всей длине трубы для течения теплоносителя. Закрутка потока обеспечивается интенсивными вторичными течениями в трубах и межтрубном пространстве и способствует значительному повышению коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон. Переход на витые трубы позволяет экономить 20–50% площади теплообмена и, как следствие, до 20–30% себестоимости теплообменника. По сравнению с обычным аппаратом из круглых труб объем такого теплообменника уменьшается в 1,5–2 раза.

Считается, что оптимальный шаг закрутки витой трубы должен быть в 6–12 раз больше ее диаметра. Такой тип потока приводит к дестабилизации условий ламинарного потока при числе Рейнольдса, приблизительно равном 100. Затем следует переходная зона, и полностью развитый турбулентный поток образуется, когда число Рейнольдса достигает 600.

### 3.4. Пластинчатые теплообменники

Пластинчатые теплообменники стали использоваться в промышленности с появлением в достаточном количестве тонколистовой нержавеющей стали. К достоинствам рассматриваемых теплообменников относят следующее:

- при одинаковых параметрах пластинчатые теплообменники в 3–6 раз меньше по габаритам и составляют 1/6 от веса трубчатых;
- обеспечивают гораздо большие коэффициенты теплопередачи (коэффициент теплопередачи в среднем в 3–5 раз больше, чем в теплообменниках с гладкими трубами);
- низкая загрязняемость поверхности теплообмена, объясняемая отсутствием горизонтальных поверхностей, высокой турбулентностью потока жидкости;
- легко изменяемая площадь теплообменной поверхности за счет установки (снятия) дополнительных пластин.

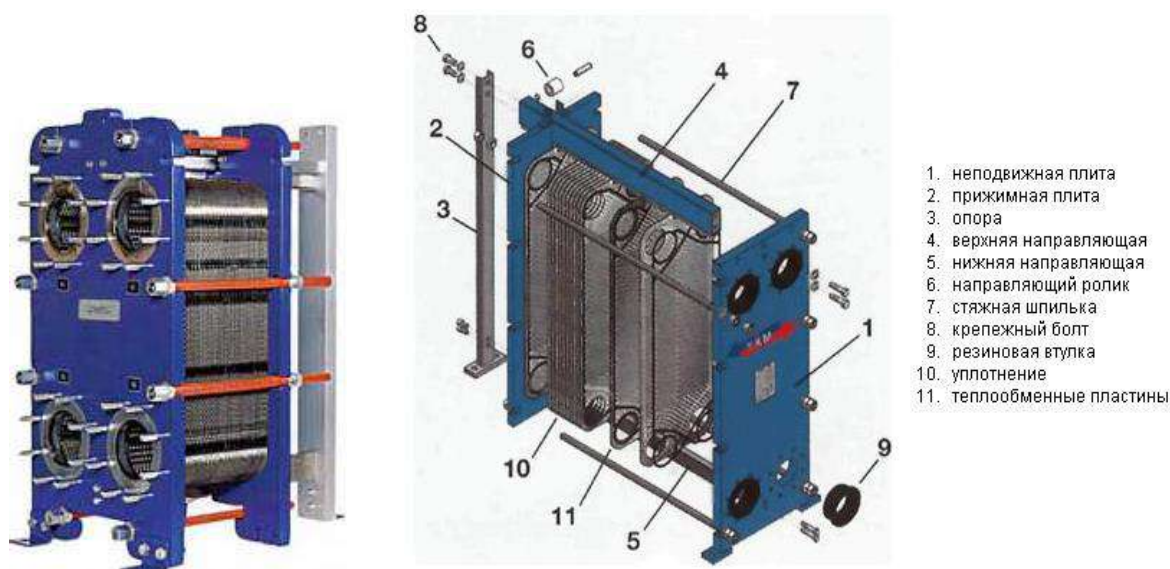
Есть и недостатки:

- имеют в разы большее гидравлическое сопротивление, чем кожухотрубчатые;
- достаточно чувствительны к гидро- и термоударам, а также к механическим воздействиям со стороны присоединительных трубопроводов;
- ремонт пластинчатых аппаратов – трудоемкий и дорогостоящий процесс, что определяется необходимостью установки новых дорогих прокладок (до 30% стоимости аппарата).

Имея ряд преимуществ по сравнению с кожухотрубчатыми теплообменниками пластинчатые теплообменники постепенно расширяют свое присутствие на заводах различного профиля.

### Описание конструкции

Конструкцию пластинчатого теплообменника рассмотрим на примере наиболее широко распространенного теплообменника разборного типа (рисунок 3.40).



а – внешний вид; б – в разобранном виде

Рисунок 3.40. – Пластинчатый теплообменник

Представленный теплообменник состоит из блока гофрированных пластин 11, сжатых между двух плит – подвижной 2 и неподвижной 1. Гофрировка поверхности пластин обеспечивает высокую турбулентность потока и жесткость конструкции теплообменника. Между пластинами устанавливаются прокладки 10 из термостойкой резины, которые уплотняют соединения между пластинами и обеспечивают распределение теплоносителей по зазорам между пластинами.

Сжатие прокладок происходит при помощи стяжных шпилек 7 и гаек. Перемещение подвижной плиты и пластин во время сжатия задается нижней 5 и верхней 6 направляющими балками. Подвижная опора может опираться на ролик 6, катящийся по балке 4, что уменьшает силу, требующуюся на сжатие пакета пластин. Такой принцип построения пластинчатого теплообменника позволяет легко увеличивать количество пластин и, соответственно, поверхность теплообмена.

Необходимое число пластин (до 700 шт.), их размеры (от 0,04 до 2,5 м<sup>2</sup>) определяются технологическим расчетом. Разборные теплообменники применяются для давлений до 1,6 МПа и при температурах до 150 °С, что ограничивается, главным образом, термостойкостью применяемых резиновых прокладок.

К неподвижной плите на шпильках крепятся фланцы, к которым по месту монтажа привариваются трубы (рисунок 3.41).

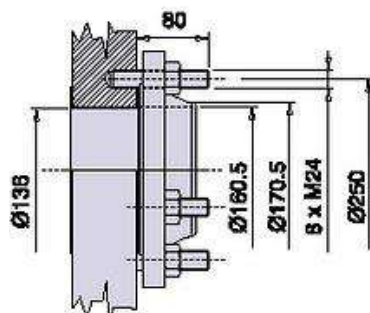


Рисунок 3.41. – Крепление труб к плите теплообменника

При теплоносителе с большим давлением применяют полуразборные конструкции, в которых пары пластин обвариваются по периметру, а сваренные пары герметизируются прокладками. При этом теплоноситель, попадающий в пары пластин, герметизированных сваркой, может иметь давление до 4 МПа.

### Организация движения теплоносителей

Рассмотрим движение потоков на примере разборного одноходового теплообменника. Теплоносители входят через штуцера, которые устанавливаются на неподвижной плите, и движутся по каналам, созданным отверстиями после сжатия пластин (рисунок 3.42).

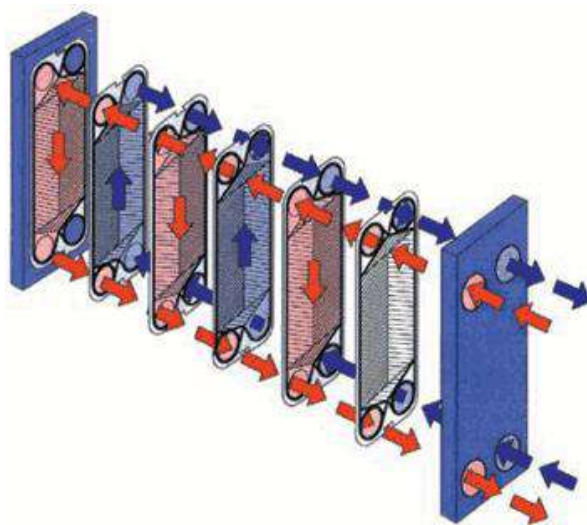


Рисунок 3.42. – Схема движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике

Устанавливаемые прокладки имеют форму (см. следующий раздел), позволяющую превращать каналы в распределяющие или собирающие коллекторы. При этом один теплоноситель распределяется по четным зазорам между пластинами, второй – по нечетным. Теплообменники могут быть одно- (рисунок 3.43), двух- (рисунок 3.44) и трехходовыми (рисунок 3.45)

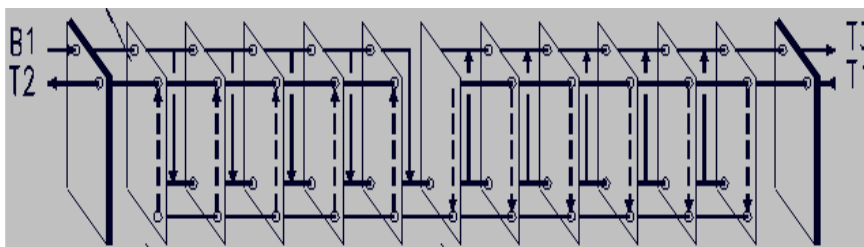


Рисунок 3.43. – Схема движения потоков в двухходовом теплообменнике

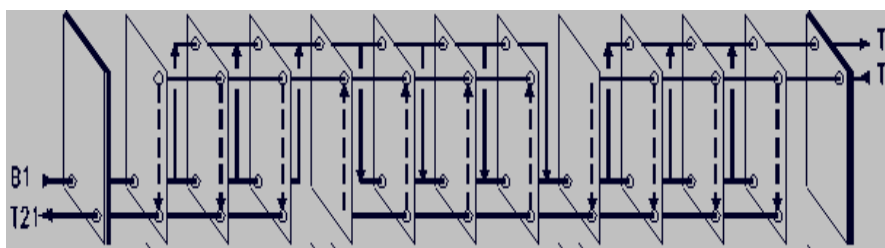


Рисунок 3.44. – Схема движения потоков в трехходовом теплообменнике

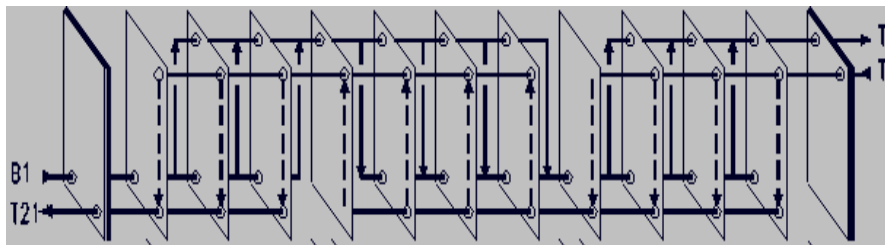


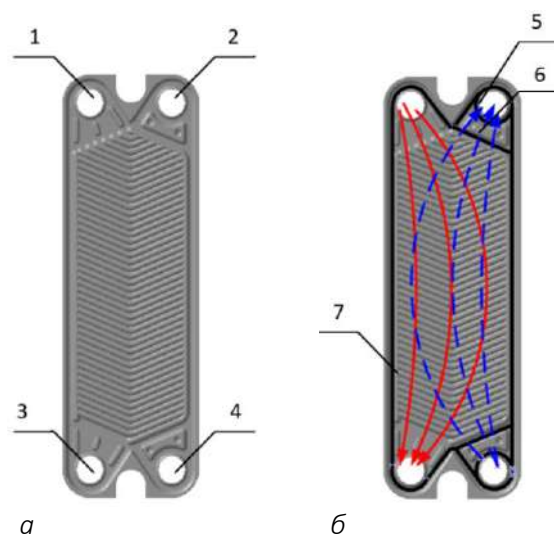
Рисунок 3.45. – Схема движения потоков в трехходовом теплообменнике

Для обеспечения нескольких ходов в теплообменник устанавливают одну или две пластины только с двумя отверстиями. При этом приходится монтировать некоторые штуцера и на подвижной пластине.

### Конструкция теплообменных пластин

Теплообменные пластины имеют сложную форму и изготавливаются методом штамповки из нержавеющей стали. У пластины обычно четыре отверстия (рисунок 3.46):  
 1 – отверстие, создающее коллектор для распределения входящего теплоносителя А;  
 2 – отверстие, создающее коллектор для сбора уходящего теплоносителя В;  
 3 – отверстие, создающее коллектор для сбора уходящего теплоносителя А;  
 4 – отверстие, создающее коллектор для распределения входящего теплоносителя В.  
 Элементы прокладок разборных теплообменников имеют различное назначение. Часть прокладки 7 обеспечивает общую герметичность зазора между пластинами, а части

прокладок 5 и 6, расположенные вокруг отверстий, обеспечивают распределение теплоносителя через один зазор. Все пластины снабжены двойным уплотнением в зоне проходных отверстий, исключая возможность смешения сред.

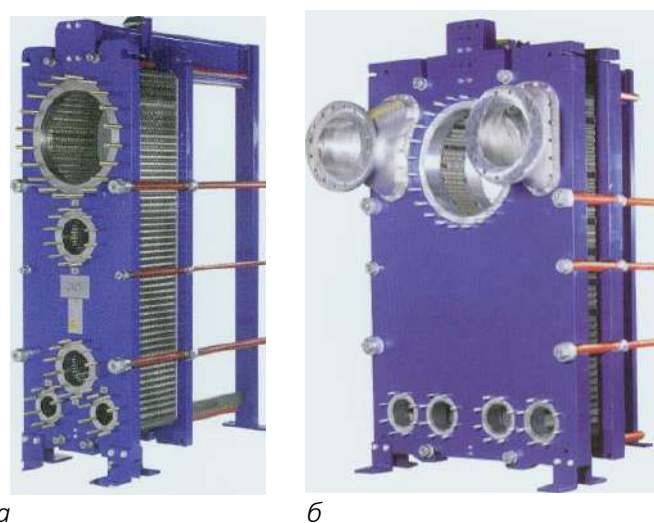


*а* – без прокладок; *б* – с прокладками и потоками  
(пунктиром показан поток, находящийся за пластиной)

Рисунок 3.46. – Теплообменная пластина

В качестве материалов уплотнения используются резины на основе нитрильного, этиленпропиленового и фтористого каучука. Для закрепления прокладок используют клей 88 или его аналоги, обеспечивающие приклеивание резины к металлу.

Все пластины в пакете одинаковы, только развернуты одна относительно другой на 180°. Такая установка пластин обеспечивает чередование горячих и холодных каналов. В процессе теплообмена жидкости движутся противотоком.



*а* – конденсатор; *б* – испаритель

Рисунок 3.47. – Пластинчатые теплообменники

Существуют конструкции пластинчатых теплообменников, используемых в качестве конденсаторов (см. рисунок 3.47, а) и испарителей (см. рисунок 3.47, б). Для равномерного распределения потоков, находящихся в различных фазах, в пластинах пришлось увеличить количество отверстий и, соответственно, собирающих и распределяющих коллекторов.

Рассмотренные выше конструкции пластинчатых теплообменников, герметизация которых обеспечивается резиновыми прокладками, имеют ограничения по температуре (около 200 °) и давлению (в районе 2,5 МПа). Существенно расширить область применения пластинчатых теплообменников можно за счет конструкций, в которых пластины герметизируются сваркой, а блок пластин помещен в кожух.

### Кожухопластинчатые теплообменники

Теплообменник «Компаблок» (коммерческое название) состоит из пакета сварных пластин, помещенных в корпус, который имеет форму прямоугольного параллелепипеда. Пластины изготавливаются в виде гофрированных прямоугольников с отбортованными краями (рисунок 3.48, а). Пару пластин сваривают по противоположным отбортовкам (рисунок 3.48, б), образуя канал. Сваренные попарно пластины собирают в пакет. При этом образуется две системы каналов, для двух потоков теплоносителей (рисунок 3.48, в).

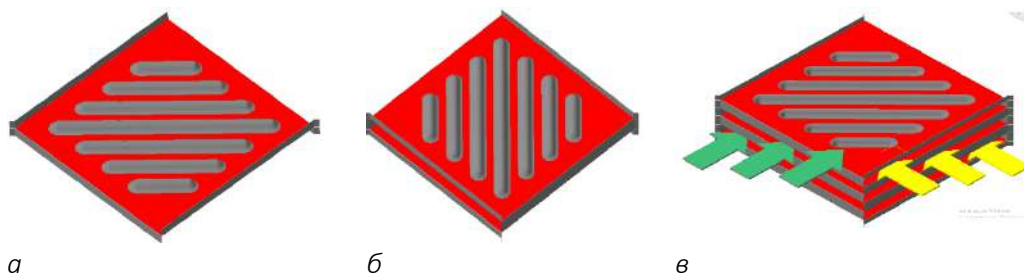


Рисунок 3.48. – Последовательность сборки пакета пластин

Кожух собирается из плоских стенок, герметизируемых прокладками из паронита или терморасширенного графита (рисунок 3.49). Стенки в сочетании с распределительными перегородками могут обеспечить многоходовую схему движения теплоносителей.

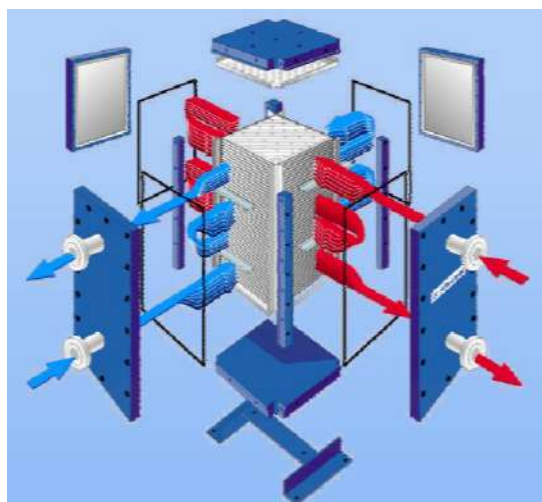


Рисунок 3.49. – Изображение «Компаблока» с разнесенными стенками

Существенным недостатком таких теплообменников являются плоские стенки кожуха, работающие на изгиб, что приводит к их большой толщине, а значит, к большой металлоемкости. Этот недостаток удалось преодолеть за счет применения круглой формы пластин, т.е. цилиндрического корпуса.

### Кожухопластинчатый теплообменник с цилиндрическим корпусом

В теплообменнике «Альфа диск» (коммерческое название) пластины изготавливаются в виде гофрированных кругов, имеющих два отверстия. По периметру пластина отбортовывается в одну сторону, а края отверстий – в другую (рисунок 3.50, а, б). Пару пластин сваривают по периметру (рисунок 3.50, в), образуя внутреннюю полость. Пары пластин собирают в пакет, сваривая по отбортовкам отверстий (рисунок 3.50, г). При этом отверстия превращаются в два коллектора. Один распределяет жидкость по полостям, образуемым пластинами, а второй собирает жидкость для последующего вывода из теплообменника. Пакет пластин помещают в цилиндрический кожух.

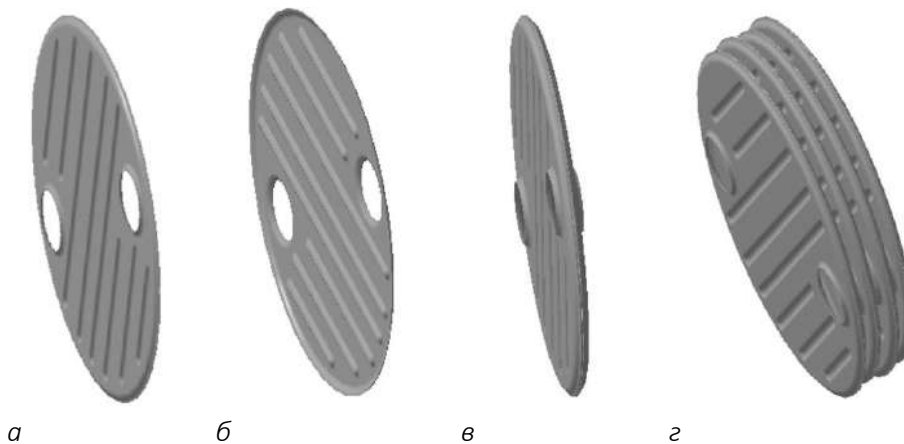


Рисунок 3.50. – Последовательность сборки пакета пластин

Движение теплоносителей в теплообменнике показан на рисунке 3.51.

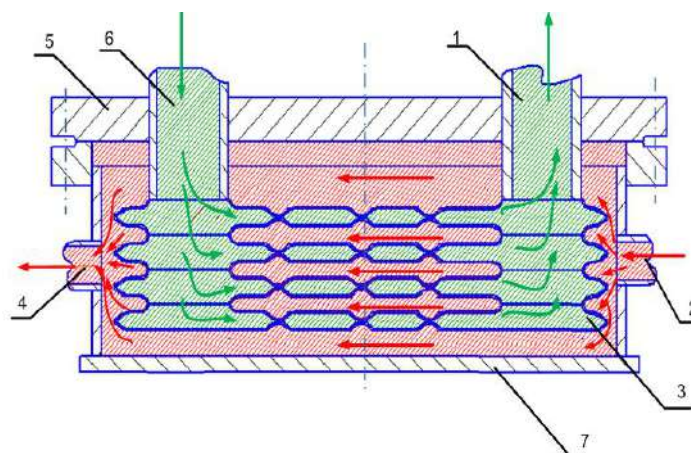


Рисунок 3.51. – Схема движение теплоносителей по теплообменнику

Один из теплоносителей входит через штуцер 6, смонтированный на крышке 5, и распределяется по полостям, образованным пластинами. Пройдя через пакет пластин, теплоноситель выводится из теплообменника через штуцер 1. Второй теплоноситель входит в корпус теплообменника 7 через штуцер 2, распределяется в зазорах между попарно сваренных пластин и выводится из теплообменника через штуцер 4. Внешний вид теплообменника показан на рисунке 3.52.



Рисунок 3.52. – Внешний вид кожухопластинчатого теплообменника с цилиндрическим корпусом

На рисунке 3.53 показана диаграмма для выбора конструкции пластинчатых теплообменников в зависимости от параметров процесса.

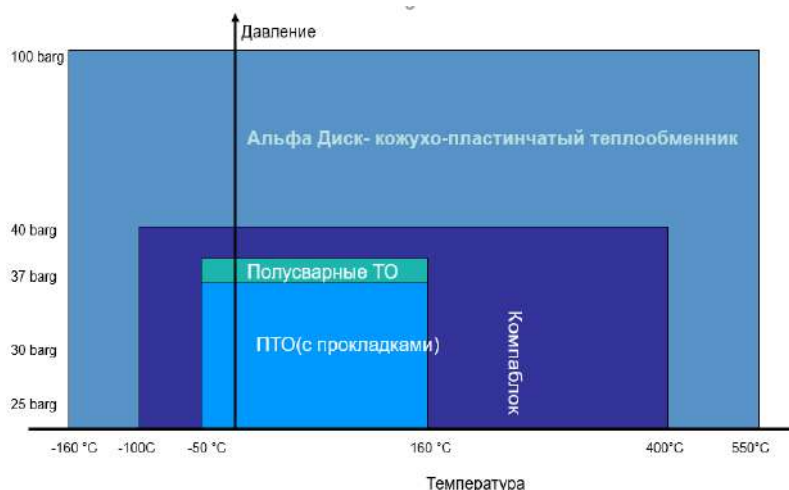


Рисунок 3.53. – Возможность применения различных конструкций пластинчатых теплообменников

### 3.5. Спиральные теплообменники

Спиральный теплообменник (рисунок 3.54) был изобретен в 20-х годах XX в. Эти теплообменники впервые позволили обеспечить надежную теплопередачу между сре-

дами, содержащими твердые включения. Они могут изготавливаться из любого рулонного материала, подвергаемого холодной обработке и свариванию. Теплообменники компактны, их конструкция предусматривает возможность полного противотока.



Рисунок 3.54. – Общий вид спирального теплообменника

Площадь поперечного сечения каналов (рисунок 3.55) по всей длине остается неизменной, и поток не имеет резких изменений направлений, благодаря чему загрязнение поверхности спиральных теплообменников меньше, чем теплообменных аппаратов других типов, кроме того, ряд конструкций позволяет проводить сравнительно легкую очистку. Гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников при одинаковой скорости движения жидкости меньше, чем у кожухотрубчатых.



Рисунок 3.55. – Схема движения потоков

### Описание конструкции

Рассмотрим основные элементы конструкции на примере теплообменника с тупиковыми каналами (рисунок 3.56).

Торцы спирали 5 герметизируются при помощи прокладки 2 (паронит, фторопласт), сжимаемой между спиральными дистанционными вставками 4 и крышками 1. Сжатие происходит за счет шпилек 6 с использованием фланцев 3. При данном расположении дистанционных вставок каналы спирали называются тупиковыми. Такой способ

уплотнения исключает возможность смешения теплоносителей при прорыве прокладки. После снятия крышек оба канала могут подвергаться очистке. Этот способ каналов наиболее распространен.

При расположении дистанционных вставок, как показано на рисунке 3.57, каналы называются глухими. Данные каналы завариваются на торцах с обеих сторон. Недостаток этого типа уплотнения заключается в невозможности механической очистки каналов.

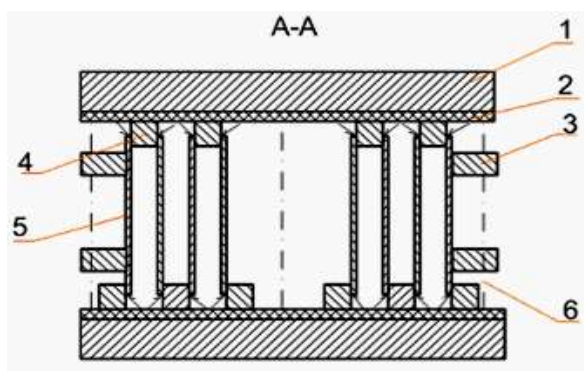


Рисунок 3.56. – Спиральный теплообменник с тупиковыми каналами



Рисунок 3.57. – Глухой канал спирального теплообменника

Спиральные теплообменники производят (рисунок 3.58) из рулонного материала шириной от 0,1 до 1,8 м и толщиной от 2 до 8 мм. Диаметр сердечника (керна) 200–300 мм. Ширина канала – от 5 до 25 мм, поверхность нагрева выпускаемых теплообменников – от 0,5 до 700 м<sup>2</sup>.

Условия применения спиральных теплообменников:

- рабочая температура – от -100 до +450 °С;
- рабочее давление – 4,5 МПа.



Рисунок 3.58. – Процесс изготовления спирального теплообменника

Для придания спиральным теплообменникам жесткости, особенно при давлении выше 0,3 МПа, к одной из лент перед навивкой приваривают штифты (рисунок 3.59). Кроме создания жесткости штифты фиксируют расстояние между спиральями.



Рисунок 3.59. – Усиливающие штифты

При использовании спиральных теплообменников в качестве конденсаторов, их необходимо устанавливать с вертикальной осью вращения. Это исключает образование пробок конденсата и гидравлические удары. Образующийся конденсат стекает по вертикальной стенке канала, собирается в нижней части аппарата и сливается через штуцер.

Одно из назначений спиральных теплообменников – нагревание и охлаждение высоковязких жидкостей. Вязкая жидкость проходит по одному каналу, поэтому устраняется проблема ее равномерного распределения по трубам, как это происходит в кожухотрубчатом теплообменнике.

### 3.6. Аппараты воздушного охлаждения

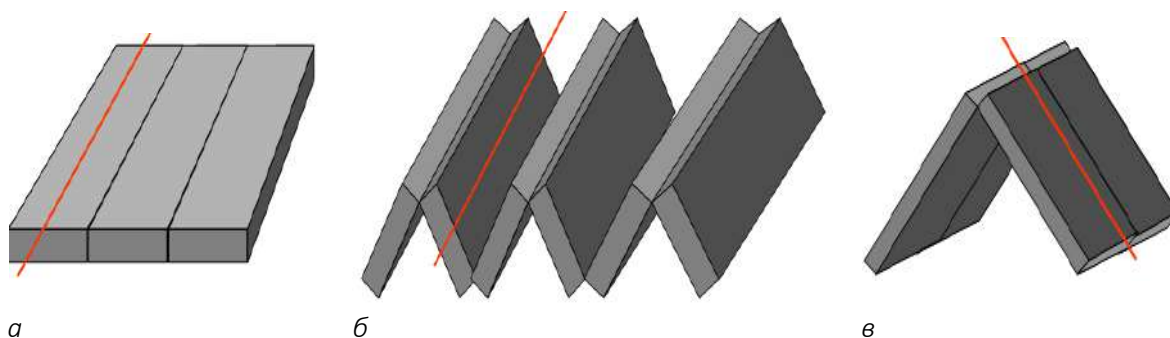
Аппараты воздушного охлаждения (АВО) позволяют отказаться от дорогостоящих систем оборотного водоснабжения используемых для охлаждения технологических потоков и соответственно уменьшить количество потребляемой воды.

#### Расположение трубчатых пучков в пространстве

Аппараты воздушного охлаждения классифицируют по двум основным признакам: назначению (холодильники и конденсаторы) и расположению трубных пучков в пространстве (рисунок 3.60) (горизонтальные, зигзагообразные и шатровые). На рисунках цветными линиями показано расположение теплообменных труб.

Горизонтальное размещение трубных пучков (рисунок 3.60, а) значительно упрощает монтаж и обслуживание аппарата, а также позволяет полностью использовать подъемную силу нагретого воздуха. Обычно состоят из трех трубных пучков в виде параллелепипедов. Основным недостатком АВГ – большая площадь, занимаемая ими. Зигзагообразное расположение труб (рисунок 3.60, б) дает возможность сократить площадь, занимаемую теплообменником. Обычно включают шесть теплообменных пучков.

В аппаратах шатрового типа (рисунок 3.60, в) секции расположены на наклонных сторонах треугольной рамы, в основании которой установлен один вентилятор. Этот аппарат занимает почти вдвое меньшую площадь, чем горизонтальный. Недостатками аппаратов шатрового типа являются неравномерность подачи воздуха по всей длине поверхности теплообмена, сложность опорных металлоконструкций, монтажа и ремонта, большая высота.



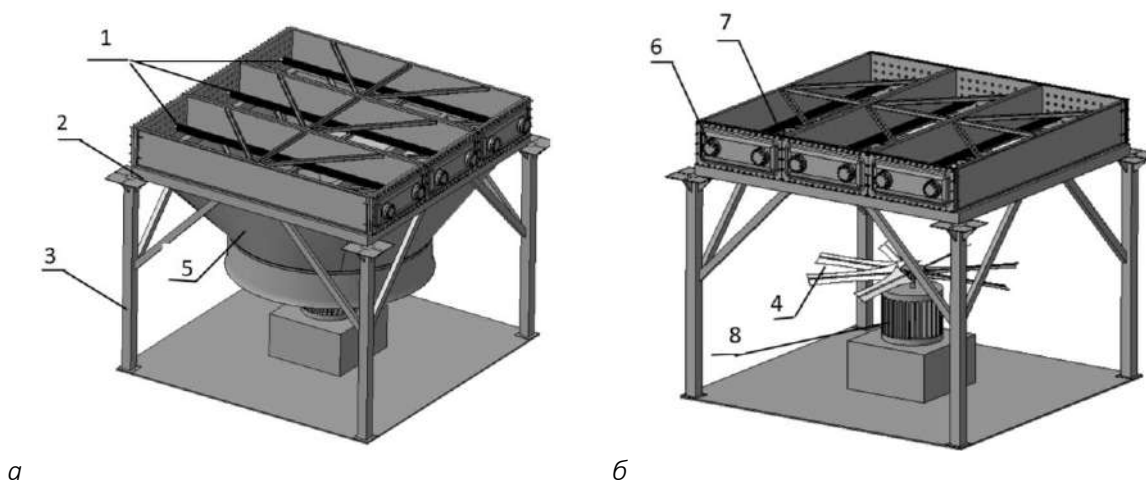
*а* – аппараты воздушные горизонтальные (АВГ); *б* – аппараты воздушные зигзагообразные (АВЗ);  
*в* – аппараты воздушные шатровые (АВШ)

Рисунок 3.60. – Способы расположения трубчатых пучков в пространстве

Известны конструкции АВО для охлаждения потоков, находящихся при давлении 350 МПа и температуре от -40 до 400 °С.

### Общее описание конструкции аппаратов воздушного охлаждения

Рассмотрим конструкцию аппарата воздушного охлаждения на примере аппарата воздушного горизонтального (рисунок 3.61). Охлаждаемый продукт поступает в АВО через штуцера *б*. Охлаждающие оребренные трубки *7* (длиной до 12 м) собраны в пучки, <sup>3</sup> имеющие форму параллелепипеда (подробно описаны ниже). Теплообменные пучки устанавливаются на металлической раме *2* с опорами *3*. Вентилятор *4*, нагнетающий воздух через трубные пучки, изготавливается из алюминиевого сплава или композитных материалов. Может достигать 7 м в диаметре. Приводится в движение электродвигателем *8*. Диффузор *5*, направляющий воздух в сторону трубных пучков, изготавливается из листовой стали.



*а* – в собранном виде; *б* – со снятым диффузором

Рисунок 3.61. – Конструкция АВГ

<sup>3</sup> Условно в пучке показано только по одной трубке.

### Конструкция трубных пучков

Трубный пучок (рисунок 3.62, а) состоит из оребренных труб 5 (подробнее в следующем разделе), закрепленных при помощи развальцовки или сварки в трубных решетках 8, которые снаружи закрыты крышками 1, крепящимися к трубным решеткам при помощи фланцев 3 и крепежа 4. С боков трубный пучок закрыт металлическими листами, смонтированными в раме 6. Трубные пучки могут иметь от одного до 8 ходов. Трубы в секциях располагаются в 4, 6 и 8 рядов. Наружная поверхность охлаждения с учетом оребрения изменяется от 100 до 13 000 м<sup>2</sup>. Для обеспечения жесткости трубного пучка секция укреплена металлическим каркасом (рисунок 3.63). Однако при эксплуатации гайки на шпильках, соединяющих решетку с каркасом, должны быть отвинчены на расстояние, превышающее возможное температурное удлинение труб (рисунок 3.62, б).

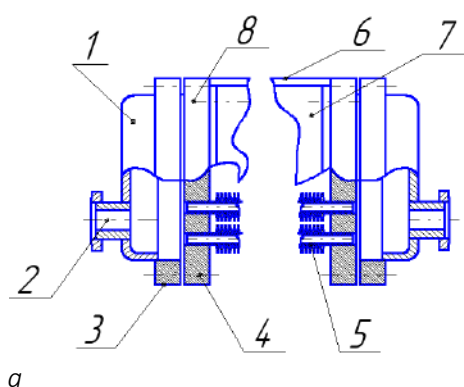


Рисунок 3.62. – Разрез трубного пучка (б) и внешний вид (а)

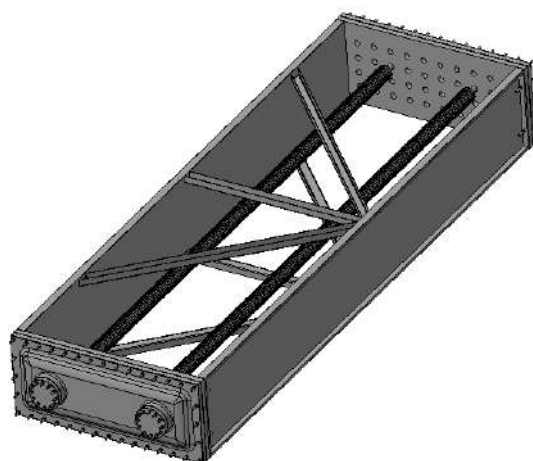


Рисунок 3.63. – Конструкция металлического каркаса трубного пучка

В процессе работы трубки могут прогибаться. Для исключения контакта ребер верхнего ряда труб с ребрами труб нижнего ряда в нескольких местах по длине трубы помещают дистанционные прокладки шириной около 15 мм из алюминиевой ленты толщиной 2 мм (на рисунках не показаны).

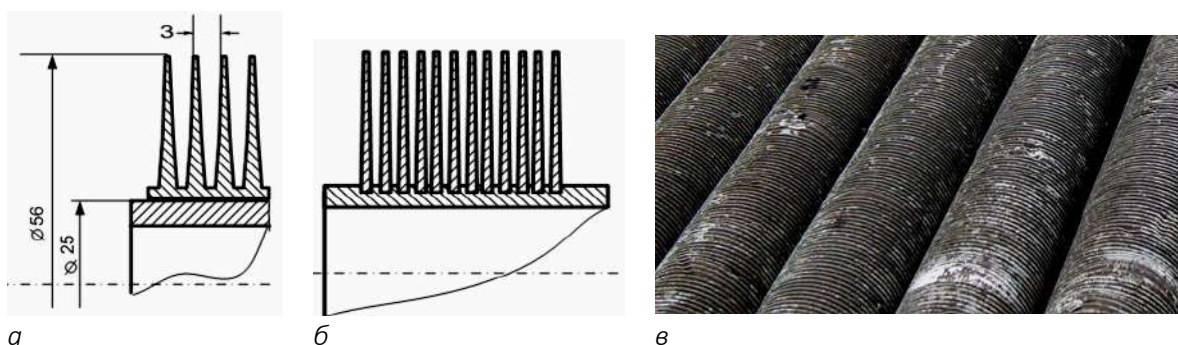
### Оребрение труб аппаратов воздушного охлаждения

Оребрение труб наиболее эффективно при существенной разнице коэффициентов теплоотдачи по разные стороны разделительной стенки. Обычно различие в коэффициентах теплоотдачи связано со значительным отличием теплофизических свойств теплоносителей. Например, в теплообменнике вода–воздух с водяной стороны легко достижимы коэффициенты теплоотдачи в пределах 2500–5000 Вт/(м<sup>2</sup>·К), а с воздушной стороны интенсивность теплоотдачи определяется уровнем 50–100 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Для эффективного процесса теплопередачи необходимо с воздушной стороны увеличить поверхность теплообмена в 10–30 раз и более

Развитие поверхности за счет оребрения особенно эффективно до тех пор, пока произведения коэффициента теплоотдачи и поверхности теплообмена с обеих сторон стенки не станут одинаковыми, дальнейшее развитие поверхности менее эффективно.

Для характеристики оребрения трубы введено понятие коэффициента оребрения. Коэффициент оребрения представляет собой отношение полной поверхности оребренной трубы к наружной поверхности трубы, на которой смонтированы ребра.

Оребрение может выполняться накаткой (рисунок 3.64, а) по алюминиевой толстостенной трубе, напрессованной на несущую стальную трубу, а также навивкой алюминиевой ленты в спиральную канавку на стальной трубе (рисунок 3.62, б). Иногда трубы полностью изготавливают из алюминия. Обычно трубки крепят в трубной решетке при помощи сварки с последующей развальцовкой.



а – методом накатки;  
б – методом навивки ленты; в - внешний вид

Рисунок 3.64. – Способы создания ребер на трубах аппаратов воздушного охлаждения

Для охлаждения вязких сред применяются оребренные трубы с внутренними турбулизаторами. В результате турбулизации потока увеличивается теплоотдача со стороны охлаждаемой среды.

## Способы регулирования температуры в аппаратах воздушного охлаждения

Одна из проблем эксплуатации АВО связана с колебаниями температуры охлаждающего воздуха. При этом температура охлаждаемого продукта должна находиться в нормах регламента независимо от времени года. Большинство способов регулирования температуры охлаждаемого потока основано на изменении количества прокачиваемого воздуха через трубные пучки 1 (рисунок 3.65).

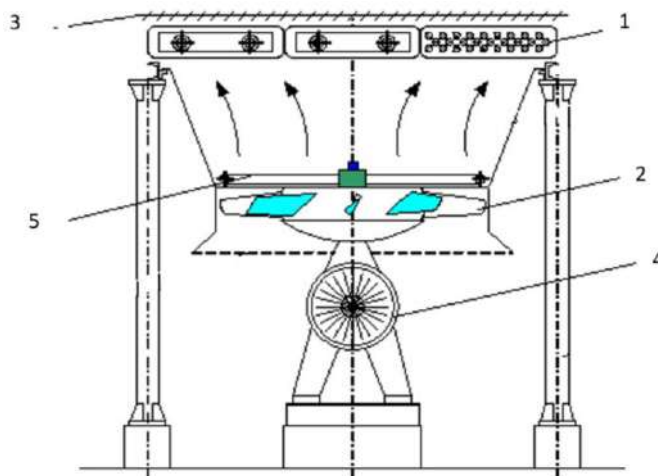


Рисунок 3.65. – Способы регулировки температуры

Для этого используются следующие методы:

- уменьшение сечения для прохода воздуха, при помощи жалюзи 3;
- изменение угла наклона лопастей вентилятора 2 (от 0 до 25° в ручном или автоматическом режиме);
- изменение числа оборотов двигателя 4;
- увлажнение воздуха путем впрыска воды в поток нагнетаемого воздуха с помощью распылителей 5.

## Дополнительная литература

1. Крюков, Н.П. Аппараты воздушного охлаждения / Н.П. Крюков. – М. : Химия, 1983. – 168 с.
2. Ткаченко, Г.П. Изготовление и ремонт кожухотрубчатой теплообменной аппаратуры / Г.П. Ткаченко, В.М. Бриф. – М. : 1980. – 160 с.
3. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан [и др.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 366 с.
4. Барановский, Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М. : Машиностроение, 1973. – 288 с.
5. Коваленко, Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.

## Глава 4 КОНСТРУКЦИИ ВНУТРЕННИХ УЗЛОВ МАССООБМЕННЫХ КОЛОНН

### 4.1. Качественное описание процессов переноса массы, происходящих на разделе фаз

В нефтепереработке и нефтехимии чаще всего используются массообменные аппараты, в которых процессы протекают при контакте жидкости и газа (пара), например, абсорбция и ректификация, или при контакте двух жидкостей – экстракция. В обоих случаях говорят о наличии двух фаз: газ(пар)–жидкость или жидкость–жидкость. Задача массообменного процесса – передача некоторого компонента из одной фазы в другую. Поскольку все рассматриваемые массообменные процессы обратимы, компонент может переходить из одной фазы в другую и наоборот, в зависимости от концентрации этого вещества в фазах.

Уравнение для переноса массы между фазами может быть записано в виде

$$M = K \cdot F \cdot \Delta C, \quad (4.1)$$

где  $K$  – коэффициент массопередачи, характеризующий скорость процесса;  
 $F$  – площадь массообмена;  
 $\Delta C$  – движущая сила процесса – разность между фактической концентрацией компонента в данной фазе и равновесной концентрацией.

Процесс массопередачи из одной фазы в другую состоит из двух последовательных этапов:

- перемещения компонента из ядра первой фазы к поверхности второй фазы;
- перемещения компонента с поверхности в ядро второй фазы.

При этом коэффициент массопередачи выражают следующим образом:

$$K_y = \frac{1}{\frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_x}},$$

где  $\beta_y$  – коэффициент массоотдачи в первой фазе;  
 $\beta_x$  – коэффициент массоотдачи во второй фазе;  
 $m$  – отношение концентрации компонента фазам.

Коэффициент массоотдачи является кинетической характеристикой, зависящей от физических свойств фазы (плотность, вязкость и др.) и гидродинамических условий в ней (ламинарный или турбулентный режим течения), связанных в свою очередь с физическими свойствами фазы, а также с геометрическими факторами, определяемыми конструкцией и размерами массообменного аппарата.

Различают локальные движущие силы, вычисленные для массообменного процесса, протекающего на бесконечно малой площади контакта фаз, и движущие силы для всего аппарата, когда пользуются понятием **средней движущей силы**.

В качестве движущей силы процесса массопереноса компонента из **объема фазы к границе раздела** или в обратном направлении принимается разность концентраций этого компонента **на границе раздела фаз и в объеме рассматриваемой фазы**.

Площадь массообмена определяется взаимным движением фаз в аппарате и конструкцией массообменного аппарата.

### **Интенсификация массообмена в тарельчатых колоннах**

В процессе конструирования аппарата необходимо добиваться, чтобы процесс передачи массы проходил наиболее эффективно. В общем случае представление о возможности пути интенсификации массообменных процессов можно получить на основе анализа уравнения (4.1).

Из приведенной зависимости видно, что повышение скорости процесса возможно достичь при увеличении параметров, входящих в правую часть уравнения. Рассмотрим каждую из величин подробнее.

**Движущая сила процесса.** При конструировании аппарата средняя движущая сила процесса является входным технологическим параметром и соответственно не подлежит изменению в рамках конструирования оборудования.

Известно, что скорость переноса вещества в момент образования межфазной поверхности достаточно высока. Причем со временем она быстро уменьшается и асимптотически стремится к некоторому постоянному значению. Увеличение интенсивности массообмена в этом случае может быть достигнуто за счет создания в системе таких условий, при которых межфазная поверхность будет обновляться за сравнительно короткий промежуток времени.

**Коэффициент массопередачи.** Данная величина отражает условия взаимодействия фаз и зависит от множества разнородных факторов: температуры, давления, концентрации вещества, физических свойств взаимодействующих фаз. При конструировании массообменных аппаратов перечисленные выше факторы являются исходными данными (неизменными), т.е. параметрами процесса, на которые конструктор влиять не может.

Увеличить коэффициент массопередачи можно за счет условий перемешивания фаз.

**Площадь контакта фаз.** Чем больше поверхность, через которую осуществляется массообмен, тем быстрее протекает процесс. Поэтому в аппаратах с целью увеличения площади контакта фаз применяют пленочное либо капельное течение жидкости совместно со струйным или пузырьковым (барботаж) течением газовой фазы. Конструктивно увеличение площади контакта фаз осуществляется с помощью:

- развитой поверхности контактных элементов (насадочные колонны);
- интенсивных пенных или струйно-капельных режимов работы аппарата (тарельчатые колонны);
- установки в аппарате механического перемешивающего устройства, способного диспергировать взаимодействующие фазы.

Если представить коэффициент массопередачи как величину, обратную сумме сопротивлений массопереносу, то, очевидно, его увеличение будет связано со снижением сопротивления на каждой из стадий массопередачи.

Таким образом, конструкции элементов, обеспечивающих скорость массообмена (тарелки, насадки), должны иметь следующие особенности: противоточное движение

фаз, диспергирование фаз, небольшие контактные устройства и рабочие объемы, турбулентный режим течения.

Подробно конструирование и расчет массообменных элементов изучается в курсе Процессы и аппараты химической технологии.

#### 4.2. Узлы тарельчатых колонн

Ниже будут рассмотрены конструкции узлов тарельчатой колонны, обеспечивающих качественную работы массообменных тарелок. Расположение изучаемых узлов указано на рисунке 4.1.

Колонные аппараты представляют собой вертикальные цилиндрические корпуса с внутренними устройствами, предназначенные для осуществления массообменных процессов (абсорбция, ректификация, экстракция и др.). Конструкция большинства узлов колонн должна обеспечивать не только плотность и прочность, но также организовывать необходимое направление движения потоков газа (пара) и жидкости.

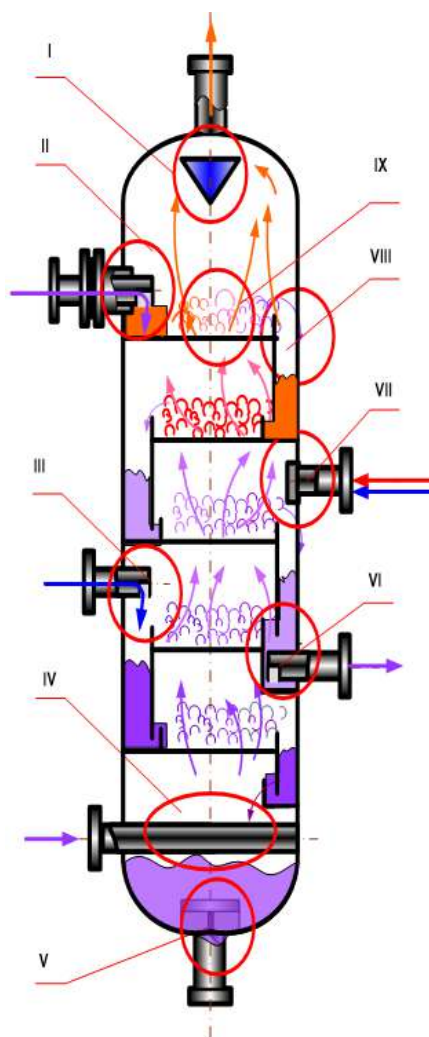
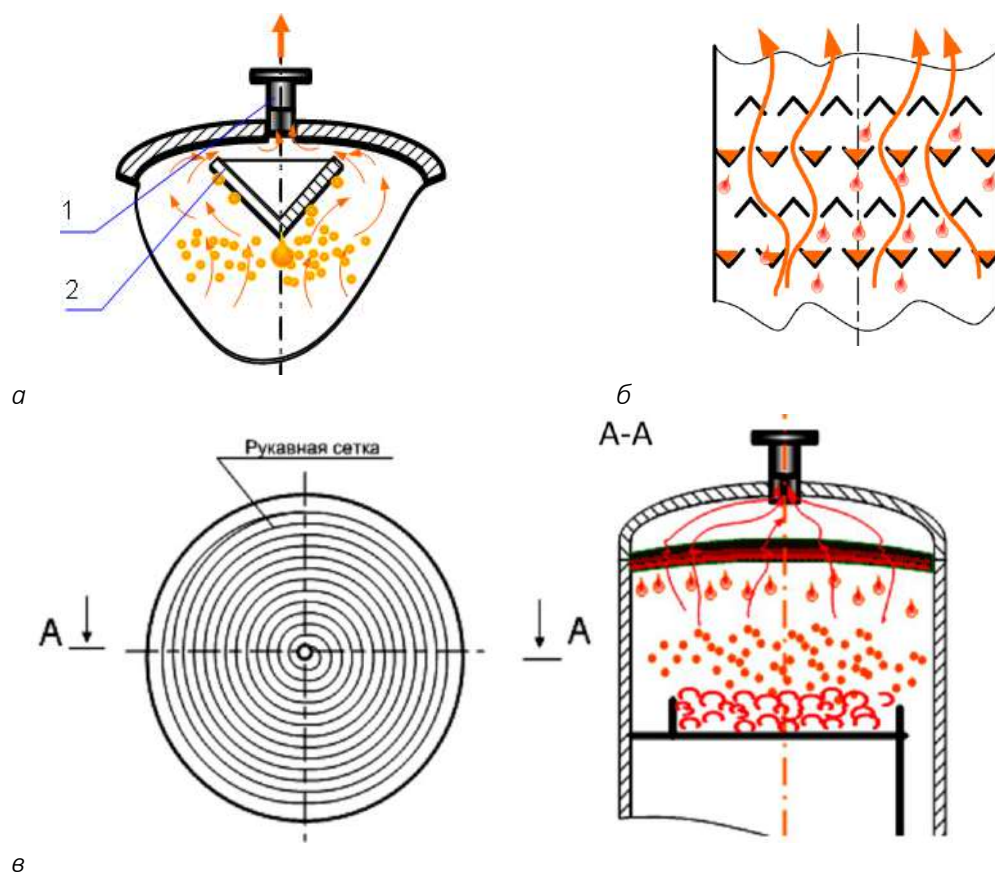


Рисунок 4.1. – Схема расположения изучаемых узлов

## Вывод пара из колонны (узел I)

Конструкция узла вывода пара<sup>4</sup> должна обеспечивать отделение капель жидкости, уносимых паром, и возврат жидкость на верхнюю тарелку колонны. Для этой цели перед штуцером вывода пара устанавливают брызгоотбойники. Все конструкции брызгоотбойников основаны на многократном изменении направления потока пара. В результате этого капли, двигаясь по инерции, наталкиваются на элементы брызгоотбойника, оседают на них и в виде крупных капель, струек или пленок возвращаются на тарелку. Наиболее простой конструкцией является брызгоотбойник в виде конуса 2 (рисунок 4.2, а), установленного перед штуцером вывода паров 1. Иногда вместо конуса устанавливают эллиптические днища соответствующего диаметра.

В качестве брызгоотбойников могут устанавливаться несколько рядов уголков (рисунок 4.2, б). При этом жидкость скапливается в рядах уголков, установленных вершинами вниз. Далее она стекает по стенке на тарелку в виде пленки.



*а* – конус или эллиптическое днище; *б* – несколько рядов уголков;  
*в* – сетчатые брызготойники

Рисунок 4.2. – Конструкции брызгоотбойников

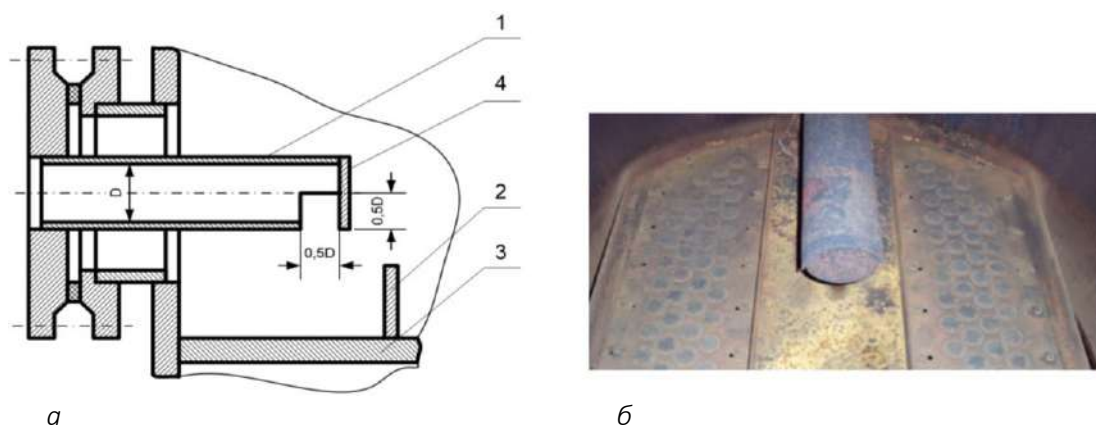
<sup>4</sup> Конструкции узла вывода газа в абсорбционных колоннах такие же, как и при выводе пара из ректификационных колонн.

Для отделения капель жидкости из потока пара используют пакеты сеток, перекрывающих все сечение колонны. Они характеризуются малым гидравлическим сопротивлением, хорошо удерживают жидкость. Листовые сетки укладывают слоями, а рукавные навивают в виде спирали (см. рисунок 4.2, в).

### Ввод жидкости на верхнюю тарелку (узел II)

Большое влияние на работу тарелки оказывают конструкции узлов ввода жидкости, которые должны обеспечивать равномерную подачу жидкости на тарелку без разрушения барботажного слоя.

Одна из возможных конструкций представлена на рисунке 4.3. Торцевой штуцер ввода жидкости 1 закрыт круглой пластиной 4, которая поворачивает поток вниз. Тарелка 3 снабжена опорной планкой 2, которая обеспечивает равномерный вход жидкости в барботажную зону.



*а* – чертеж; *б* – внешний вид ввода жидкости на двухпоточную тарелку

Рисунок 4.3. – Конструкция узла ввода жидкости на верхнюю тарелку

### Ввод жидкости на промежуточную тарелку (узел III)

При вводе жидкости на промежуточную тарелку необходимо предотвратить разрушение барботажного слоя и ухудшение работы переливного устройства. Для этого штуцер ввода устанавливается над переливным карманом тарелки, куда и попадает жидкость (рисунок 4.4).

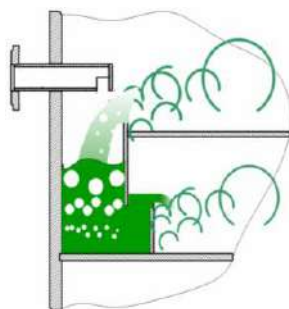


Рисунок 4.4. – Ввод жидкости на промежуточную тарелку

С целью уменьшения газосодержания в сливном кармане штуцер помещается на минимальной высоте от предполагаемого уровня жидкости, но так чтобы не мешать жидкости, стекающей с тарелки. Такое расположение штуцера существенно уменьшает количество образовавшихся в переливном устройстве пузырьков. Конструкция штуцера может быть такой же, как описана в предыдущем разделе. При значительной длине переливного устройства жидкость целесообразно подавать в несколько точек через внутренний распределительный коллектор.

#### Ввод пара (газа) в колонну (узел IV)

Конструкция узла должна обеспечивать равномерное распределение пара по сечению колонны, что в свою очередь обеспечивает равномерную работу нижней тарелки. Функционирование конструкции основано на создании гидравлического сопротивления по ходу движения потока пара. В приведенной конструкции (рисунок 4.5) гидравлическое сопротивление – это поворот газового потока 2, обеспеченный за счет направленного вниз отверстия в штуцере ввода 1, который продлевается по диаметру до противоположной стенки колонны. Иногда для выравнивания потока сечение перекрывают сетками. Для подачи паров в колоннах большого диаметра могут быть предусмотрены коллекторные распределительные устройства.

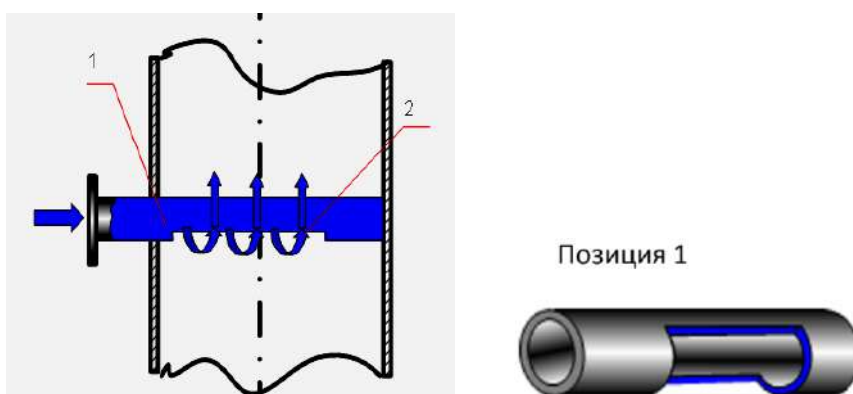


Рисунок 4.5. – Ввод пара (газа) в колонну

#### Вывод жидкости из куба колонны (узел V)

Конструкция вывода должна предотвращать образование воронки по оси штуцера вывода. Образование воронки приводит к проблемам за счет уменьшения площади движения среды (ее расход уменьшается по сравнению с расчетным) и из-за засасывания пузырьков пара, образующихся на конце воронки, в поток жидкости, идущей к насосу. Вследствие этого насос может «завоздушиться» и перестать работать или как минимум существенно снизить свою производительность.

Для предотвращения закручивания жидкости над штуцером 4 (рисунок 4.6) устанавливают крестовину 2, которая в сочетании с диском 1 обеспечивает выход жидкости без образования воронки.

Если в колонне возможно выпадение осадков, то штуцер вывода поднимается над поверхностью дна и также закрывается крестовиной и диском (рисунок 4.7).

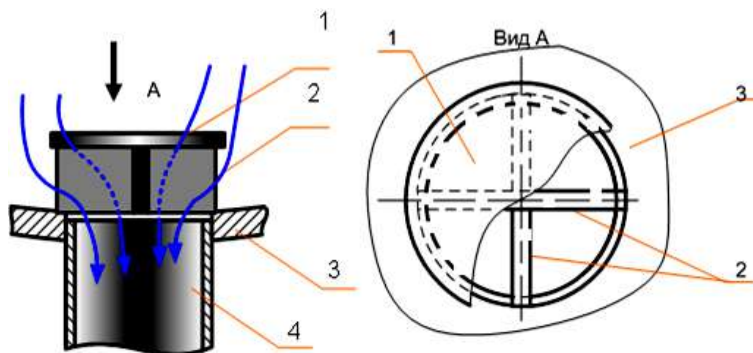


Рисунок 4.6. – Вывод жидкости из куба колонны

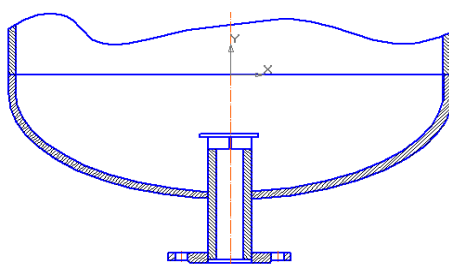


Рисунок 4.7. – Вывод жидкости при возможности выпадения осадка

#### Частичный вывод жидкости с тарелки (узел VI)

Считается, что с тарелки нельзя выводить более 20% от расхода жидкости, чтобы не нарушить работу колонны. При организации вывода необходимо добиться, чтобы в отбираемой жидкости не было пузырьков воздуха. Их присутствие может привести к завоздушиванию откачивающего насоса.

Вывод жидкости осуществляется из заглубленного переливного кармана 1 (рисунок 4.8).

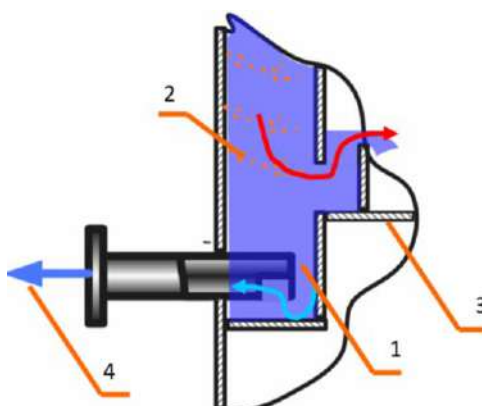


Рисунок 4.8. – Узел частичного вывода жидкости с тарелки

При этом мелкие пузырьки пара 2, имеющие меньшую скорость всплытия, чем скорость жидкости в переливном кармане, попадут с главным потоком на следующую

тарелку 3, а в отбираемом потоке 4 пузырьков газа не будет. Сливной карман заглублен по сравнению с уровнем тарелки на 300 мм и более. В двух- и четырехпоточных тарелках жидкость, как правило, выводят из карманов центральных сливов.

### Ввод парожидкостной смеси в колонну (узел VII)

Поток питания ректификационной колонны часто вводится в парожидкостном виде. Конструкция узла ввода должна обеспечить разделение фаз и при этом жидкую составляющую направить так, чтобы не разрушался барботажный слой на тарелке. Наиболее простая конструкция представлена на рисунке 4.9.

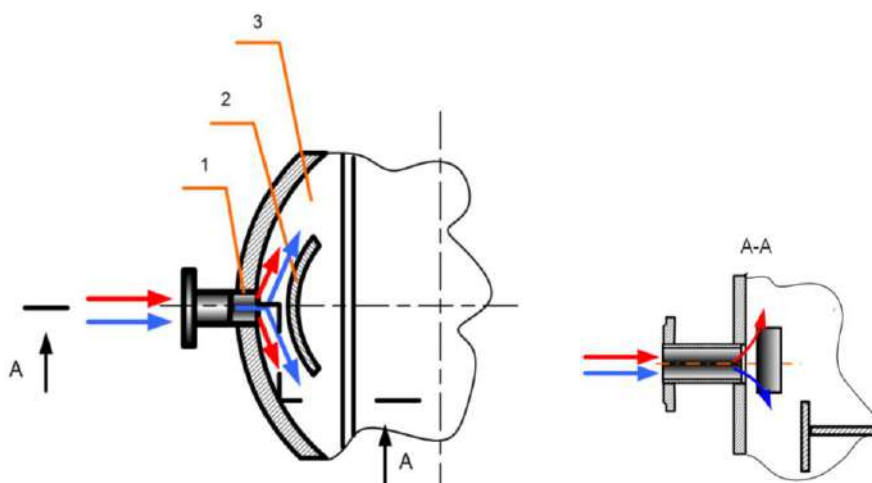


Рисунок 4.9. – Ввод парожидкостной смеси на тарелку

Штуцер ввода парожидкостной смеси 1 монтируется над сливным карманом 3. Напротив штуцера устанавливается отбойная пластина 2. Парожидкостной поток, ударяясь в пластину, разделяется. При этом жидкость стекает в переливной карман.

Более сложное устройство показано на рисунке 4.10. Парожидкостной поток вводится по касательной к внутренней стенке колонны и под воздействием центробежных сил разделяется на фазы. Этому способствуют лопасти, расположенные специальным образом.

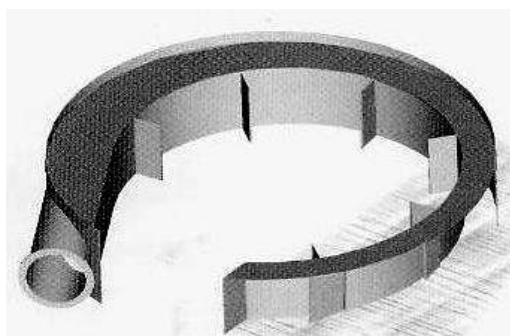


Рисунок 4.10. – Конструкция ввода парожидкостного потока по касательной к корпусу

### Конструкция узла слива жидкости с тарелки (узел VIII)

Конструкция узла слива жидкости с тарелки должна:

- обеспечивать равномерный слив жидкости в переливной карман;
- способствовать дегазации жидкости в переливе.

Этого можно добиться при помощи сегментных переливов с наклонными сливными перегородками. Площадь сечения переливного кармана вверху должна быть в 2 раза больше, чем внизу (рисунок 4.11). Это позволяет своевременно всплывать пузырям пара, попавшим в переливной карман. Для обеспечения равномерного слива жидкости верхняя кромка сливной планки не должна сильно отклоняться от горизонтали; при малых расходах жидкости сливную планку следует делать зубчатой.

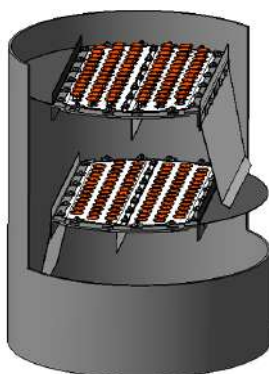


Рисунок 4.11. – Перелив с изменяющейся площадью сечения

При больших расходах жидкости применяют фигурную сливную планку (рисунок 4.12), благодаря которой увеличивается длина слива и достигается более равномерное распределение жидкости по сечению тарелки.

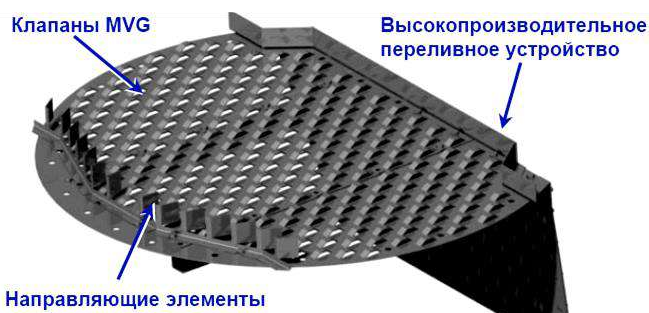


Рисунок 4.12. – Сливная планка с увеличенной длиной слива

Для отделения пара от жидкости, поступающей в перелив, и предотвращения выброса жидкости в перелив предлагается над сливной планкой устанавливать вертикальный сетчатый сепаратор, состоящий из небольшого числа рядов сеток и имеющий вид продолжения сливной планки.

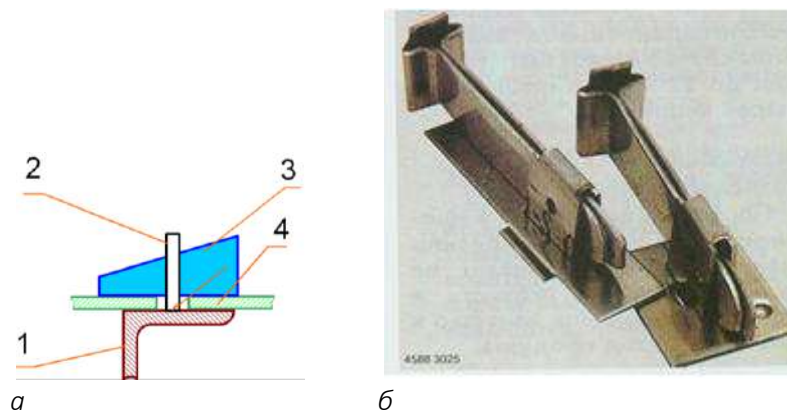
Максимальное отклонение кромки сливной планки от горизонтали должно быть не более 3 мм на 1 м ее длины. В основании сливного устройства надо предусматривать дренажные отверстия диаметром 10–16 мм, площадь которых может быть равной 0,01% от площади сливного кармана.



Действующими отраслевыми нормативами допускается отклонение плоскости тарелок от горизонтали не более 3 мм на 1 м длины. Допускаемый максимальный прогиб балок опорного каркаса в колоннах малого и среднего диаметров не должен превышать 3 мм, в колоннах большого диаметра – 6 мм.

Недостатками рассмотренной конструкции являются наличие резьбы, которая быстро корродирует, и большая трудоемкость сборки и разборки тарелок.

Существуют конструкции (рисунок 4.15, а), при которых полотна тарелки 4 прижимаются к балке 1 при помощи клина 3, забиваемого в петлю 2. В некоторых случаях вместо клина 3 используют пружинные шплинты (рисунок 4.15, б). Такие конструкции упрощают сборку и разборку тарелки.



а – при помощи клина; б – при помощи пружинных шплинтов

Рисунок 4.15. – Крепление полотна тарелки к балке

Крепление полотна тарелки вдоль корпуса может осуществляться при помощи конструкции, показанной на рисунке 4.16.

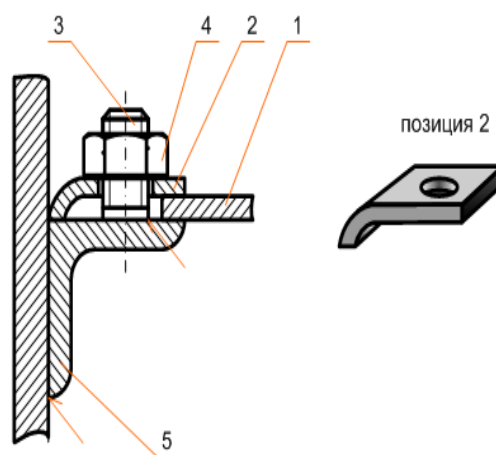


Рисунок 4.16. – Крепление полотна тарелки вдоль корпуса

Тарелка 1 прижимается к элементу рамы 5 при помощи сухаря 2, шпильки 2, шпильки 3, гайки 4.

### 4.3. Тарелки с улучшенными показателями

Работа тарелки может быть охарактеризована многими показателями: возможные нагрузки по жидкости и пару, диапазон устойчивой работы, гидравлическое сопротивление и т.д. При этом не существует конструкции, которая могла бы иметь все характеристики на максимальных значениях. Поэтому при конструировании колонн приходится решать задачу выбора наилучшей конструкции при заданных условиях.

Ниже будут рассмотрены некоторые конструкции тарелок, имеющих более высокие показатели по отдельным характеристикам.

#### Тарелки с увеличенной нагрузкой по жидкости

Обычные тарелки работают с нагрузкой по жидкости  $L = 60-70 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ . При увеличении нагрузки до  $80 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$  приблизительно 47% площади колонны могут занимать переливные устройства.

Существенное увеличение нагрузок по жидкости было достигнуто при переходе к многосливным тарелкам с гидрозатворами, расположенными в межтарельчатом пространстве. Один из вариантов тарелок такого типа представлен на рисунке 4.17.

Сливные устройства в виде труб 2 равномерно располагаются по площади тарелки в количестве 4–6 штук. Гидрозатвор 3 смонтирован на нижнем срезе переливной трубы. При такой конструкции при прочих равных условиях длина сливных перегородок увеличилась, напряженность слива ( $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{ч})$ ) уменьшилась, что позволяет увеличить нагрузку по жидкости до  $120 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ . При этом оказалось, что жидкость, сливающаяся из гидрозатвора, не влияет на работу тарелки (несильно разрушает барботажный слой). Конструкция данного типа применяется в сочетании с ситчатыми и клапанными тарелками. Площади, занимаемые переливами, сокращаются до 25%.

Фирма «Глитч» усовершенствовала традиционное сегментное переливное устройство (рисунок 4.18), подняв гидрозатвор над тарелкой, что позволило увеличить рабочую (барботажную) площадь тарелки.

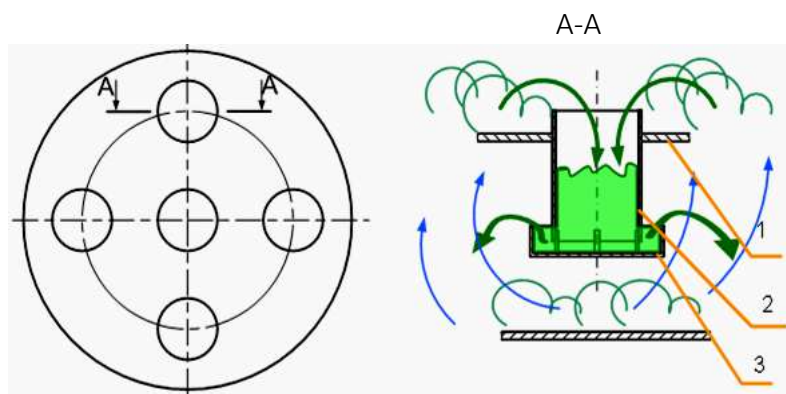


Рисунок 4.17. – Многосливная тарелка с гидрозатвором, расположенным в межтарельчатом пространстве

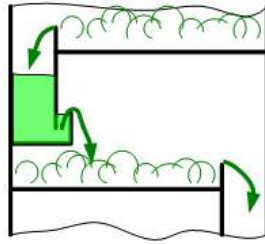


Рисунок 4.18. – Сегментное переливное устройство с гидрозатворами, расположенными в межтарельчатом пространстве

### Тарелки с увеличенной нагрузкой по газу

При давлении в колонне, близком к атмосферному, допустимая скорость паров должна находиться в районе 1 м/с. Обычно этот показатель обеспечивают, подбирая диаметр колонны. При увеличении скорости паров увеличивается унос жидкости на верхнюю тарелку и снижается КПД.

Для решения задачи по увеличению нагрузки по газу применяют тарелки с прямоточными вихревыми элементами (рисунок 4.19.).

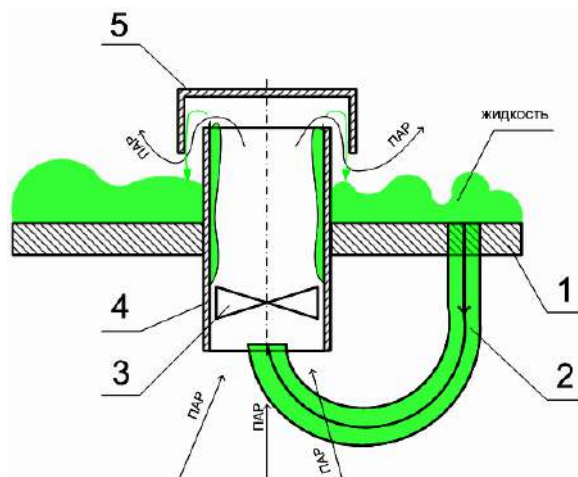


Рисунок 4.19. – Тарелка с прямоточными вихревыми элементами

Жидкость с тарелки 1 по переточной трубке 2 поступает в нижнюю часть вихревого прямоточного элемента, состоящего из завихрителя 3, закручивающего газожидкостной поток и отбрасывающего его на внутренние стенки патрубка 4. Массообмен идет между восходящей пленкой жидкости и паровым потоком внутри патрубка. Пар и жидкость разделяются в брызгоотбойнике 5. В тарелках данной конструкции можно достичь скорости паров в сечении колонны 20 м/с. Применение тарелок сдерживается узким диапазоном устойчивой работы (быстрое падение КПД при уменьшении скорости паров).

### Тарелки с расширенным диапазоном устойчивой работы

Под диапазоном устойчивой работы понимают возможность тарелки работать с практически постоянным КПД при изменении нагрузок по пару (и) или жидкости. На рисунке 4.20 приведены качественные зависимости КПД некоторых тарелок от  $F$ -фактора.



Рисунок 4.20. – Качественная зависимость КПД тарелок различного типа от расхода пара ( $F$ -фактора)

Высокий КПД ситчатых тарелок объясняется наличием большого количества небольших отверстий (диаметр 5–7 мм), которые порождают пузырьки маленьких диаметров и, соответственно, большую межфазную поверхность. У клапанных тарелок образуются пузыри больших размеров, а значит, меньшая площадь контакта фаз. Но при этом, за счет изменения свободного сечения тарелки при увеличении скорости паров, КПД тарелки остается постоянным в большом диапазоне скорости паров. Для совмещения положительных характеристик ситчатой и клапанной тарелок были разработаны тарелки с прямоугольными большими клапанами и перфорацией, расположенной как на основной тарелке, так и на клапане (рисунок 4.21).

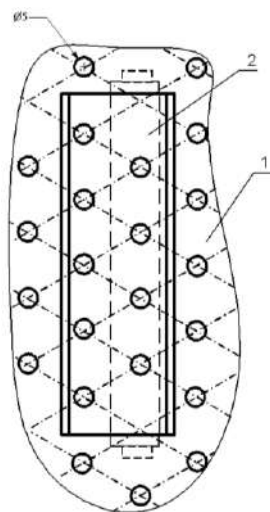


Рисунок 4.21. – Фрагмент ситчато-клапанной тарелки

При малых нагрузках тарелка работает как обычная ситчатая, а с увеличением нагрузки открывается клапан 2, между ним и тарелкой 1 образуется щель, откуда под некоторым углом к тарелке выходит пар, обеспечивая перемещение жидкости по тарелке в направлении слива. Ситчато-клапанная тарелка обеспечивает большой диапазон устойчивой работы (рисунок 4.22) при небольшом гидравлическом сопротивлении, что делает ее пригодной для процессов, протекающих под вакуумом.

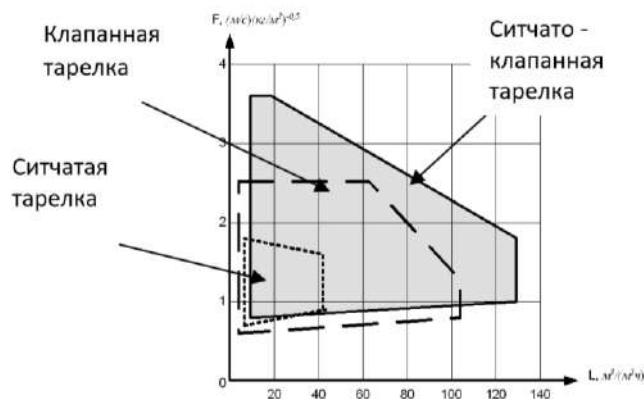


Рисунок 4.22. – Диапазоны устойчивой работы тарелок различного типа

### Тарелки с увеличенным КПД (с двойной зоной контакта)

В тарелках с обычными переливными устройствами весь массообмен происходит в барботажном слое. Объем, расположенный между поверхностью барботажного слоя и следующей тарелкой, практически не используется. В связи с чем были предложены конструкции, в паровом пространстве которых также создавалась массообменная поверхность.

Разработанные конструкции оказались похожи на многосливные тарелки (см. рисунок 4.17), но отличаются специальной конструкцией гидрозатвора, создающего на выходе кольцевую пленку жидкости (рисунок 4.23).

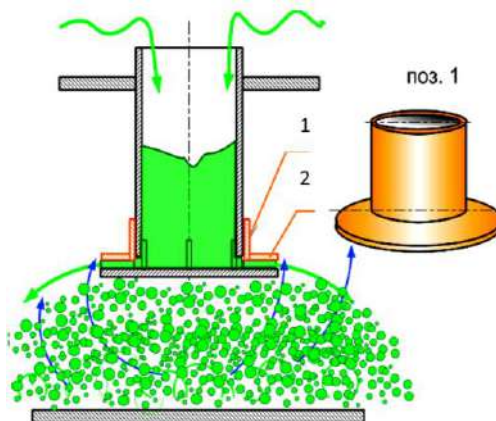
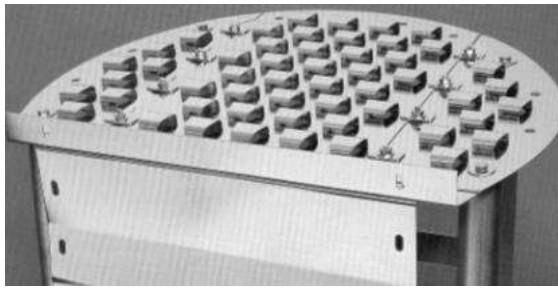


Рисунок 4.23. – Тарелки с двумя зонами контакта

Гидрозатвор создается подвижным цилиндром 1, имеющим кольцо 2 на нижнем торце. Жидкость, скопившаяся в переливном устройстве, поднимает перемещаемый элемент и вытекает в виде тонкой пленки, которая разбивается в капли поднимающимся потоком пара. Считается, что КПД тарелки при этом увеличивается на 15%.

### Тарелки с неподвижными клапанами

Практически одновременно несколько фирм стали внедрять тарелки с неподвижными трапецевидными клапанами (рисунок 4.24).



а



б

а – общий вид тарелки; б – вариант изготовления клапанов

Рисунок 4.24. – Тарелка с трапециевидными неподвижными клапанами

При этом отмечались следующие достоинства:

- горизонтальное распределение пара, поступающего через боковые отверстия, приводящее к уменьшению брызг и снижению уноса;
- отсутствие выбросов жидкости, при этом снижается обратное перемешивание, а также уменьшается гидравлический градиент в направлении течения жидкости;
- меньшее гидравлическое сопротивление теоретической ступени, чем у подвижных круглых клапанов;
- широкий диапазон нагрузок – немного меньший, чем у тарелок с подвижными клапанами и значительно более высокий, чем у ситчатых тарелок;
- способность к переработке загрязненных сред в отличие от тарелок с подвижными клапанами.

Одновременно на этих тарелках были собраны конструкторские находки прошлых лет. Например, гидрозатворы были подняты над тарелками (см. рисунок 4.16). Таким образом, ниже переливного кармана была получена область для дополнительного барботирования и сепарации, что привело к более высокой производительности без снижения эффективности массопереноса. Подпорная планка была выполнена ступенчатой, что уменьшило удельную нагрузку по жидкости на единицу длины планки (см. рисунок 4.12).

Были введены и новые элементы. Усовершенствование состояло в модификации области входа жидкости из переливного кармана на тарелку посредством установки направляющих элементов (рисунок 4.25), что позволяло выровнять скорость жидкости по площади тарелки и соответственно устранить застойные зоны.

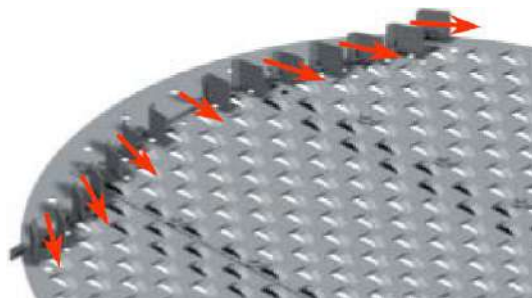


Рисунок 4.25. – Конструкция области выхода жидкости из переливного кармана

В целом такие тарелки дают следующие преимущества:

- Увеличение производительности до 30% по сравнению с традиционными тарелками.
- Увеличение эффективности до 15% относительно традиционных тарелок с сегментным переливным карманом.

#### Дополнительная литература

1. Александров, И.А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. Методы расчета и основы конструирования / И.А. Александров. – М. : Химия, 1978. – 280 с.
2. Рамм, В.М. Абсорбция газов / В.М. Рамм. – Изд.2-е, перераб. и доп. – М. : Химия, 1976. – 656 с.

#### 4.4. Конструкции внутренних узлов насадочных колонн

Насадочные колонны (рисунок 4.26) получили широкое распространение в промышленности.

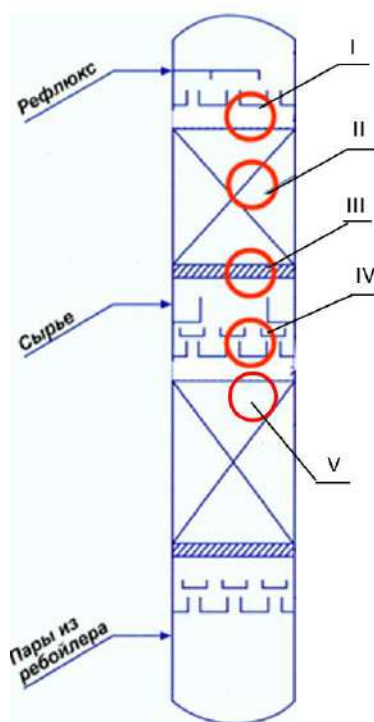


Рисунок 4.26. – Общая схема насадочной колонны

Особенно это стало заметным с появлением современных металлических регулярных и нерегулярных насадок. Использование насадочных колонн наиболее распространено при диаметрах до 4000 мм.

Ниже будут рассмотрены узлы насадочной колонны, указанные на рисунке 4.26: I – распределительные устройства для жидкости; II – насадочные элементы; III – опорные решетки; IV – устройства, собирающие жидкость, V – прижимные решетки.

## Распределительные устройства (узел I)

Распределители жидкости размещаются в насадочных колоннах над каждым слоем насадки на высоте до 200 мм. Чтобы характеристики высокопроизводительных распределителей жидкости были близки к оптимальным, при их проектировании применяются следующие критерии:

- точки слива должны располагаться равномерно;
- точки слива не должны перекрываться паровыми каналами или опорами;
- разница в расходе жидкости через отдельные точки слива должна быть минимальной.

В колоннах до 3 м в диаметре используются в качестве распределителей тарелки со встроенными штуцерами, равномерно распределенные по всей площади тарелки (рисунок 4.27). При больших диаметрах количество патрубков достигает 300 шт., расположенных по концентрическим окружностям. Зубчики по краю штуцера позволяют частично компенсировать негоризонтальность тарелки, к тому же создают большое количество струек орошения.

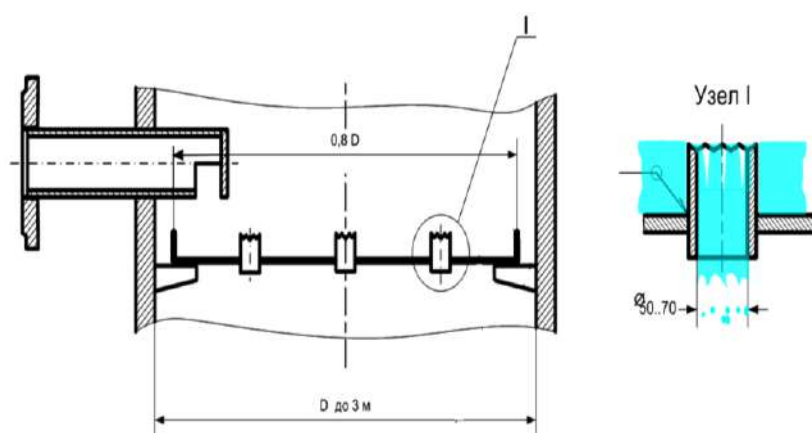
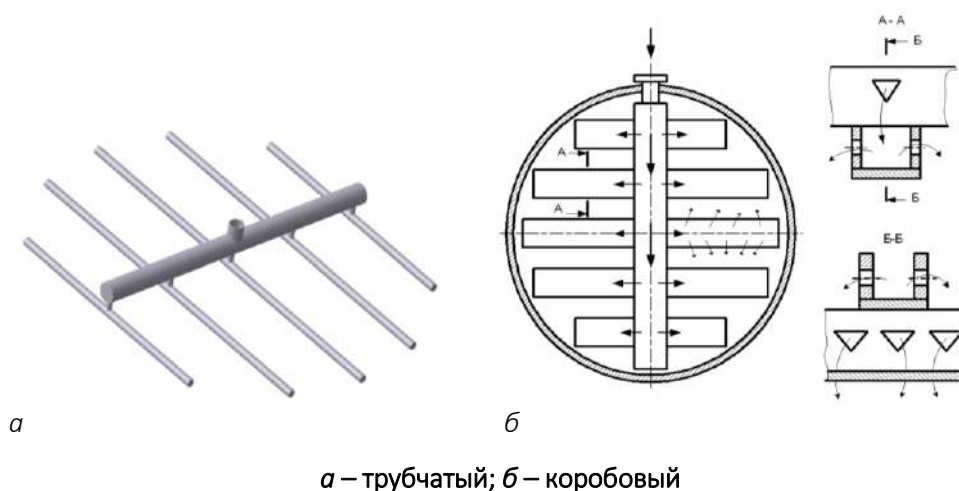


Рисунок 4.27. – Распределительная тарелка со встроенными штуцерами

При большом расходе жидкости и больших диаметрах колонн применяются системы с предварительным распределением жидкости, выполненные из труб (рисунок 4.28, а) или из распределительных коробов (рисунок 4.28, б).



а – трубчатый; б – коробовый

Рисунок 4.28. – Конструкции с предварительными распределителями

Рассмотрим работу коробового оросителя с одним предварительным распределителем (см. рисунок 4.28, б). Конструкция представляет собой набор горизонтально расположенных коробов с вырезами в боковой стенке; один из коробов (основной) расположен над другими. Жидкость, вытекающая из вырезов основного короба, стекает в расположенные под ним вспомогательные короба и распределяется по насадке. По мере роста удельного расхода жидкости и увеличения диаметра колонны конструкция системы предварительного распределения существенно усложняется (рисунок 4.29). Известны конструкции, в которых имеется пять ярусов предварительных распределителей. При этом нижний ряд распределителей снабжается капельницами.



**Рисунок 4.29. – Коробовый многоуровневый ороситель для колонн большого диаметра**

Плотность точек слива существенно влияет только на эффективность самой верхней части слоя насадки. Как показывает опыт, изменение плотности орошения с 60 до 155 точек на  $m^2$  оказывает относительно небольшое влияние на высоту теоретической тарелки. С другой стороны, высокая плотность точек слива влечет за собой существенное увеличение стоимости высокопроизводительного распределителя, а кроме того, распределители с высокой плотностью точек слива подвержены механическому загрязнению ввиду малого диаметра сливных отверстий.

### **Насадочные элементы (узел II)**

Насадка может иметь разнообразную форму. По существующей классификации насадку относят либо к регулярной (рисунок 4.30), либо к нерегулярной (рисунок 4.31). Регулярная насадка обладает меньшим гидравлическим сопротивлением. Нерегулярная проще в изготовлении, транспортировке и монтаже.



**Рисунок 4.30. – Регулярная металлическая насадка**



**Рисунок 4.31. –Элемент нерегулярной металлической насадки**

Хорошая насадка должна включать в себя:

- гофры, удлиняющие путь жидкости по насадке (соответственно увеличивается время пребывания);
- рифление, разрушающее ламинарное течение жидкости;
- перегородки и выступы, разбивающие капли жидкости, увеличивая межфазную поверхность;
- отверстия, разрушающие пленку жидкости, способствующие перемешиванию и, соответственно, усреднению концентраций на поверхности пленки и внутри.

Современные насадки, как правило, изготавливают из тонкого нержавеющей листа или, если позволяют условия, из пластмассы, что гораздо дешевле.

Основными преимуществами насадочных колонн являются:

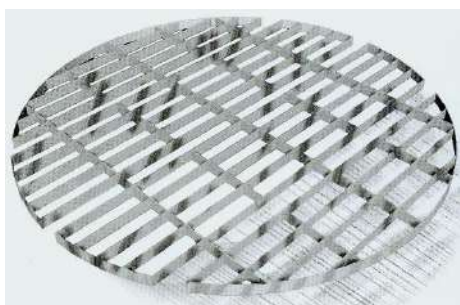
- широкий диапазон нагрузок по жидкости (от 2 до 200 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>·ч);
- большое количество теоретических тарелок на 1 м высоты насадки (от 3 до 10);
- небольшой перепад давления на слое насадки, соответствующей одной теоретической тарелке.

Как видно из приведенных цифр, современные насадки существенно превосходят тарелки широко распространенных типов.

Насадочные колонны применяют, как правило, в процессах, где не происходит отложения загрязнения на поверхности, поскольку быстрая очистка насадок практически невозможна.

### Опорные решетки (узел III)

Каждый слой насадки укладывается на опорные решетки, которые должны физически удерживать саму насадку, жидкость и, кроме этого, не создавать серьезного гидравлического сопротивления. Регулярные насадки могут укладываться на простую открытую решетку с опорными балками или без них (рисунок 4.32, а). Нерегулярная насадка укладывается на опорную решетку, одновременно выполняющую роль парораспределителя. Конструкция таких решеток предусматривает раздельное прохождение пара и жидкости. т.е. потоки двух фаз не мешают друг другу (рисунок 4.32, б).



а



б

**а – для регулярной насадки; б – для нерегулярной насадки**

**Рисунок 4.32. – Опорные решетки**

### Собирающие устройства (узел IV)

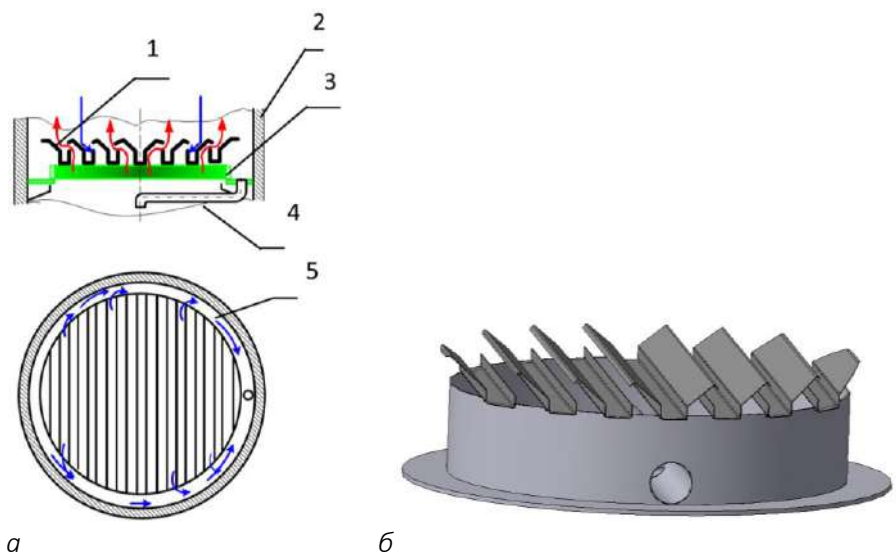
Собирающие устройства устанавливают между слоями насадки. Их задачи зависят от причины, по которым слой был разбит на части:

- ввод сырья в колонну;
- боковой отбор продукта;
- большое число теоретических тарелок (не более 20 в одном слое), что приводит к большой массе насадки и неравномерному распределению жидкости по сечению.

В любом из случаев конструкция должна свободно пропускать пар, поднимающийся вверх, и собирать жидкость, стекающую с верхнего слоя насадки.

В качестве примера рассмотрим ввод сырья в ректификационную колонну. Как правило, следует смешать вводимое сырье с жидкостью, стекающей с верхнего слоя для выравнивания состава и температуры объединяемых потоков. Поэтому собранный поток жидкости объединяется с потоком питания и подается в распределяющее устройство (см. выше), устанавливаемое над очередным слоем насадки.

На рисунке 4.33 представлена конструкция собирающей тарелки с шевронными лопастями. Основным элементом тарелки являются желоба 1, в сечении напоминающие шевронные шестерни. Желоба монтируются на цилиндре 3 таким образом, что на виде сверху перекрывают все сечение цилиндра. К нижнему торцу цилиндра приварено кольцо 5. Вся конструкция вваривается в корпус 2. Жидкость, стекающая с верхнего слоя насадки, собирается изначально в желобах, а затем стекает в кольцевое пространство, образованное цилиндром 3, кольцом 5 и корпусом колонны 2. Откуда по трубе 4, которая может ввариваться в кольцо 5 (рисунок 4.33, а) или в цилиндр 3 (рисунок 4.33, б), поступает в распределитель жидкости, обычно такой же конструкции, как и над верхним слоем насадки.



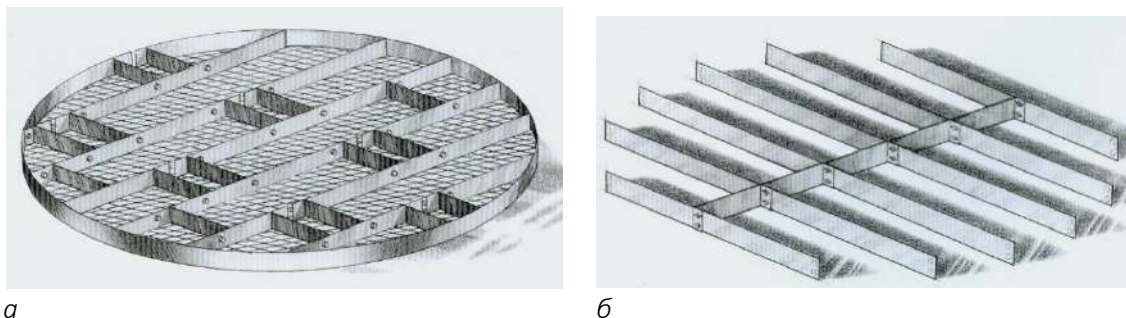
а – сечение и вид сверху; б – внешний вид

Рисунок 4.33. – Собирающая лопастная тарелка

В промышленности используются и другие конструкции собирающих устройств.

### Прижимные решетки (узел V)

Прижимные решетки для регулярных насадок (рисунок 4.34, б) используют, когда в процессе эксплуатации возможны резкие перепады давления на слое насадки и соответственно смещение насадки и ее повреждения. Если таких проблем нет, то прижимные решетки не устанавливаются. Иногда прижимная решетка может использоваться в качестве опоры для распределительных устройств.



а – для нерегулярной насадки; б – для регулярной насадки

Рисунок 4.34. – Конструкции прижимных решеток

В случае нерегулярных насадок (рисунок 4.34, а) решетка необходима для предотвращения псевдооживления верхних элементов насадки под воздействием потока пара. Рекомендуется устанавливать во всех случаях.

Конструкции решеток не должны ухудшать равномерность распределения жидкости. Решетки крепятся или сваркой к корпусу, или болтами к специальным, заранее приваренным пластинам.

### Дополнительная литература

1. Александров, И.А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. Методы расчета и основы конструирования / И.А. Александров. – М. : Химия, 1978. – 280 с.
2. Рамм, В.М. Абсорбция газов / В.М. Рамм. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Химия, 1976. – 656 с.

### 4.5. Конструкции внутренних узлов в экстракционных колоннах

В данном разделе под экстракцией будем подразумевать процесс извлечения одного или нескольких компонентов из раствора с помощью специально подобранных растворителей (экстрагентов). При этом жидкости, участвующие в процессе, взаимно не растворимы, а их плотность различается. Если смешать такие жидкости, то одна из них будет распределена во второй в виде капель.

По способу смешения жидкостей экстракторы делятся на две основные группы:

- аппараты ступенчатого типа, имеющие определенное число ступеней, в каждой из которых происходит контактирование и последующее диспергирование распределенной жидкости;
- аппараты с непрерывно изменяющимся составом жидкостей.

Экстракторы второго типа малоэффективны, поэтому ниже рассмотрены конструкции аппаратов ступенчатого типа.

### Качественное описание массообмена и гидродинамики экстракционных колонн

Кинетические закономерности процесса экстракции определяются основными законами массопередачи:

$$\frac{dM}{d\tau} = K_V \cdot S_F \cdot \Delta C,$$

где  $M$  – количество вещества, переданное из одной фазы в другую;  
 $\tau$  – время проведения процесса;  
 $K_V$  – коэффициент массопередачи;  
 $S_F$  – площадь поверхности контакта фаз;  
 $\Delta C$  – движущая сила процесса.

Рассмотрим влияние на скорость массопереноса величин, находящихся в правой части уравнения. Для определенности будем считать, что компонент переходит из капли в сплошной слой растворителя (бывает и наоборот).

*Коэффициент массопередачи.* Описания процессов массоотдачи в сплошной и дисперсной фазах имеют существенные отличия. Они обусловлены различием гидродинамических условий протекания массоотдачи внутри каждой из фаз. Турбулизация сплошной среды происходит за счет движения капель, а циркуляция жидкости внутри капель объясняется трением между дисперсной и сплошной фазой, возникающим в результате движения границы раздела фаз.

В общем случае коэффициент массопередачи определяется как

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_d},$$

где  $\beta_d, \beta_c$  – коэффициент массоотдачи в дисперсной и сплошной фазах.

В момент образования капли концентрация извлекаемого компонента равномерно распределена по ее объему. В сплошной фазе в данный момент извлекаемого компонента нет. В процессе всплывания капли молекулы извлекаемого компонента, находящиеся на поверхности, начинают переходить в сплошную фазу. Скорость диффузии компонента из ядра капли к поверхности значительно медленнее, чем вымывание компонента с поверхности. Отсутствие извлекаемого компонента на поверхности приводит к уменьшению скорости массоотдачи от капли к сплошному слою (уменьшение коэффициента массоотдачи).

Для возобновления интенсивности процесса массопередачи необходимо выравнивать концентрацию извлекаемого компонента по всему объему капли. Реально это достигается за счет многократно повторяющегося набора процедур:

- образование капли;
- всплывание капли до существенного уменьшения скорости массообмена;
- слияние капель в общий слой с выравниванием концентрации компонента;
- образование новой капли.

Далее процесс многократно повторяется. Конструкции экстракторов отличаются способами осуществления описанных выше процедур.

*Площадь поверхности.* Для увеличения площади поверхности через которую идет массообмен, одну из жидкостей диспергируют в виде капель в сплошном слое другой жидкости.

*Движущая сила.* Обычно скорость перехода массы с поверхности капли в сплошной слой больше, чем скорость диффузии компонента из центра к поверхности. Из-за разности этих скоростей на поверхности капли образуется слой, обедненный извлекаемым компонентом. При этом концентрация компонента в массе сплошной жидкости и на поверхности капли выравнивается, движущая сила процесса уменьшается.

### Экстрактор с ситчатыми тарелками

Ситчатая экстракционная колонна (рисунок 4.35) имеет вертикальный цилиндрический корпус 1.

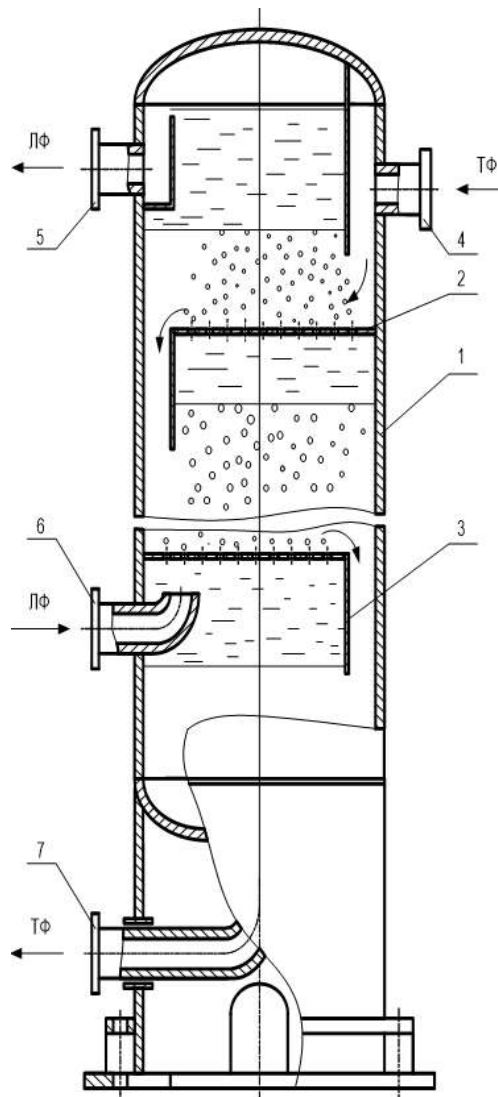


Рисунок 4.35. – Колонный экстрактор с ситчатыми тарелками

В качестве внутреннего устройства, которое обеспечивает контакт между двумя фазами, выступают ситчатые тарелки 2 (диаметр отверстий 2–9 мм). Для стока сплошной фазы на тарелках имеются переливные устройства 3. Расстояние между тарелками составляет 0,15–0,6 м.

Тяжелая фаза через штуцер 4 подается непрерывно в колонну сплошным потоком, двигаясь по тарелкам и переливам, опускается по колонне и удаляется через штуцер 7. Перед штуцером 4 устанавливается перегородка, отделяющая тяжелую фазу от легкой, что позволяет выводить последнюю в чистом виде. Легкая фаза непрерывно поступает через штуцер 6 в колонну под нижнюю тарелку. Проходя через отверстия тарелки, эта фаза диспергируется и в виде капель поднимается до следующей тарелки. Расстояние между тарелками подбирается таким образом, чтобы процесс массообмена существенно не снижался. Тарелки спроектированы так, что под ними накапливается легкая жидкость в виде сплошного слоя. Диспергирование происходит, когда гидростатическое давление слоя жидкости становится достаточным для ее прохождения сквозь отверстия.

На каждой тарелке процесс повторяется. В верхней части колонны дисперсная фаза сливается в сплошной слой, образуя уровень раздела фаз, и удаляется через штуцер 5, перед которым установлен лист, обеспечивающий отбор только легкой фазы из верхней части колонны.

Достоинством экстрактора с ситчатыми тарелками является простота конструкции, отсутствие движущихся частей.

К недостаткам относят низкую эффективность:

- из-за относительно крупного размера образующихся капель и соответственно малой площади контакта фаз;
- небольшой скорости движения капель;
- невысокой турбулентности сплошной фазы.

### Роторно-дисковый экстрактор

Конструкция (рисунок 4.36) включает в себя расположенный по оси колонны ротор – вал 1, на котором закреплены плоские диски 2. Экстрактор делится на секции кольцевыми перегородками 3, укрепленными на стенках аппарата, через каждые 300 мм. Их ширина 300–400 мм. Ротор приводится во вращение от электропривода 4.

Быстро вращающиеся диски создают большие перепады скоростей сплошной фазы и соответственно большую турбулентность. При этом капли, попадая в зону диска, дробятся и отбрасываются с периферии. У стенок и под неподвижными кольцевыми дисками капли сливаются вплоть до сплошной фазы. Эффективность процесса можно повысить, используя перфорированные вращающиеся диски.

Достоинством роторно-дискового экстрактора является сочетание довольно значительной производительности с высокой интенсивностью процесса массопередачи.

Недостатки: наличие вращающихся частей, медленный процесс слияния капель.

Разновидностью аппаратов этого типа является экстрактор, в котором вместо плоских дисков установлены турбинные мешалки.

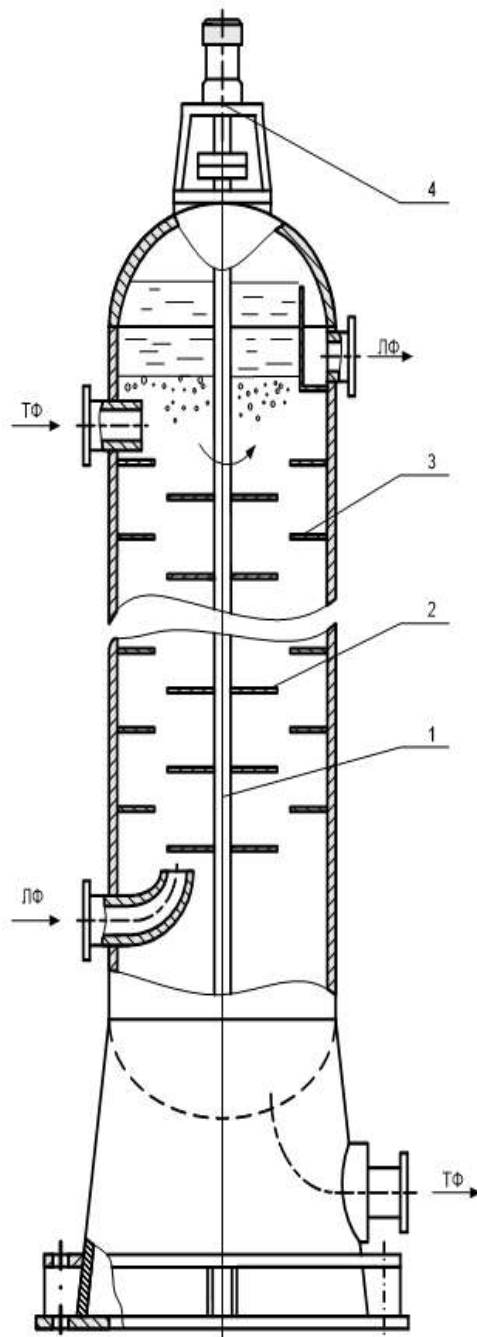


Рисунок 4.36. – Роторно-дисковый экстрактор

### Экстрактор с коалесцирующими вставками

По оси аппарата (рисунок 4.37) вращаются турбинные мешалки 3, насаженные на вал 4. Турбинная мешалка засасывает в районе вала жидкость внутрь и выбрасывает ее в радиальном направлении за счет лопаток 5. Из-за большой турбулентности капли жидкости дробятся, что ускоряет массообмен. Процессу коалесценции способствуют цилиндрические пакеты сеток 2, смонтированные вокруг мешалки. Известно, что сетки способствуют ускорению коалесценции капель, проходящих сквозь них. Направление движения потоков организуют диски 1.

Таким образом, в данной конструкции практически все процедуры, перечисленные в разделе 4.3.1, выполняются более эффективно, чем в экстракторе с ситчатыми тарелками.

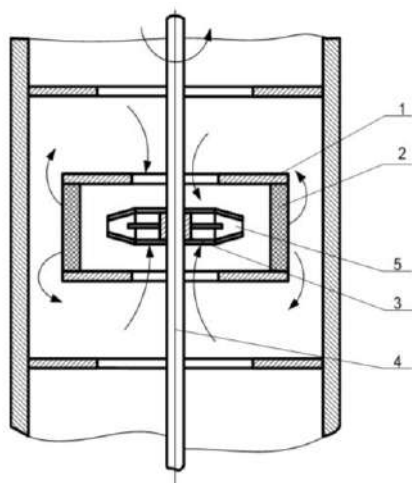


Рисунок 4.36. – Экстрактор с коалесцирующими вставками

## Глава 5 КАТАЛИТИЧЕСКИЕ РЕАКТОРЫ

В данном разделе будут рассмотрены в основном реакторы, используемые на предприятиях республики, куда распределяются наши выпускники. Упомянутые предприятия, в основном, оснащены каталитическими реакторами, конструкции которых во многом зависят от скорости отравления катализатора и скорости реакции:

- при медленной скорости отравления используются реакторы с неподвижным слоем катализатора;
- при высокой скорости отравления – реакторы с движущимся слоем или слоем в псевдооживленном состоянии;
- при быстром протекании реакции используются реакторы с движением катализатора в режиме пневмотранспорта.

При быстром отравлении катализатора его регенерацию проводят в специальных аппаратах – регенераторах. Их конструкции в целом похожи на конструкции соответствующих реакторов, но есть и особенности, связанные с тем, что регенерация катализатора ведется методом выжигания образовавшегося на его поверхности кокса в потоке воздуха при температуре 500–600 °С.

### 5.1. Реакторы с неподвижным катализатором

Реакторы с неподвижным слоем катализатора представляют собой цилиндрические вертикальные аппараты с эллиптическими или полушаровыми днищами. Внутренний диаметр аппаратов  $D = 2600\text{--}4500$  мм, высота слоя катализатора обычно равна  $(1\text{--}3)D$ .

В каталитических процессах нефтепереработки реакторы с неподвижным слоем эксплуатируют при температурах до 550 °С (каталитический риформинг) и давлениях до 7 МПа (гидроочистка).

Аппараты изготовляют в двух вариантах: с внутренней защитой металла от контакта с продуктами реакции при помощи торкрет-бетона (в этом случае температура стенки корпуса составляет 150–200 °С) и с горячим корпусом, изолированным снаружи (при этом температура стенки равна температуре процесса).

При футеровке жаропрочным бетоном можно применять для изготовления корпусов углеродистые и низколегированные стали (температура стенки не должна превышать 230 °С). При устройстве изоляции с наружи корпуса используют нержавеющей стали.

По способу распределения и направлению движения сырья реакторы с неподвижным слоем катализатора разделяются на два типа: с радиальным и аксиальным вводом сырья. Первые применяют в случае, когда среда находится либо в жидком, либо в парогазовом состоянии. В реакторах с радиальным вводом сырья обеспечиваются меньшие потери напора и соответственно меньшее рабочее давление, поэтому уменьшаются затраты энергии на подачу сырья. При одном и том же объеме площадь контакта фаз у реактора с радиальным вводом сырья больше.

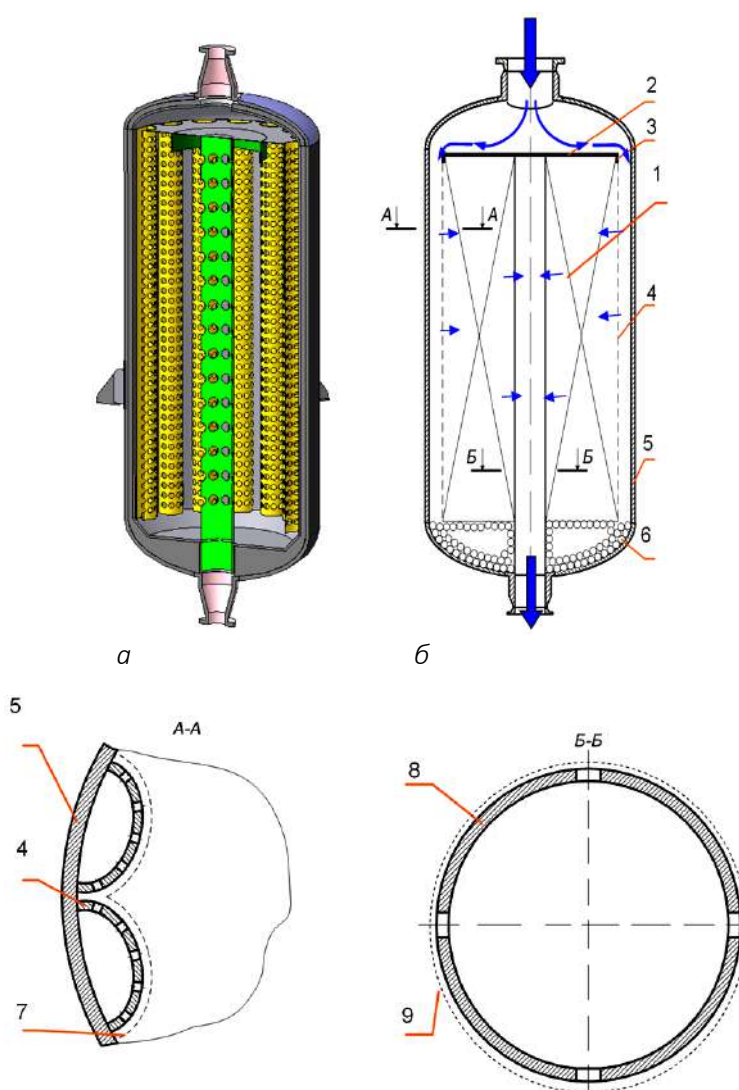
Когда сырье находится в парожидкостном состоянии, применяют второй тип реакторов. Гидравлическое сопротивление их несколько больше.

## Реактор с радиальным вводом продукта

На рисунке 5.1 показан реактор с радиальным движением сырья и внутренней изоляцией из торкрет-бетона.

Сырье попадает в реактор через верхний штуцер на сплошную тарелку 2, снабженную цилиндрическим выступом 3, погруженным в катализатор, что препятствует проскоку сырья под тарелкой после слеживания катализатора. Сырье перемещается к периферии и попадает в перфорированные короба 4, установленные по периметру реактора и снабженные сетками 7, предотвращающими попадание в них катализатора. Короба крепятся на внутренней поверхности корпуса аппарата 5 посредством сварки.

Проходя в радиальном направлении от коробов через катализатор 1 к центральной трубе 8, сырье реагирует с катализатором. Труба снабжена двумя слоями сетки 9. Нижняя часть реактора заполнена фарфоровыми шарами 6.



*а* – внешний вид; *б* – чертеж

Рисунок 5.1. – Реактор с радиальным вводом сырья

## Реактор с аксиальным вводом

Важным моментом данной конструкции является равномерное распределение сырья по сечению реактора.

Реактор (рисунок 5.2) в зависимости от размеров может иметь эллиптические или полушаровые днища. Сырье входит через верхний штуцер 10 и попадает в распределительное устройство, состоящее из коаксиально установленных трубок 5, к нижним торцам которых приварены кольца 6 различного диаметра. Наружный цилиндр крепится посредством фланца 12 и шпилек 13 к штуцеру. Остальная конструкция крепится в пазах крестовины 9 при помощи сварки. Сверху катализатор закрыт фарфоровыми шарами 1, предотвращающими разрушение катализатора входным потоком. Нижнее днище заполнено шарами 3. Вокруг нижнего штуцера, через который выходит продукт, установлен перфорированный короб 4, предотвращающий попадание катализатора в уходящий поток.

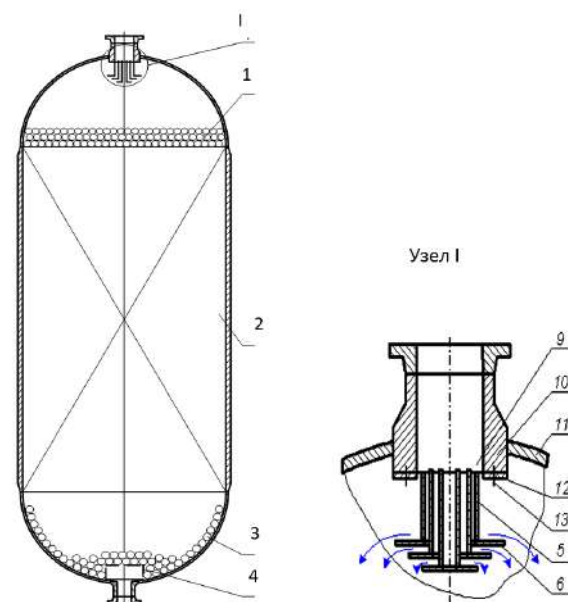


Рисунок 5.2. – Реактор с аксиальным вводом

В реакторах гидроочистки (рисунок 5.3) в качестве распределяющего устройства устанавливают тарелку 1 с равномерно распределенными патрубками 2, которые прикрыты сверху диском 3.

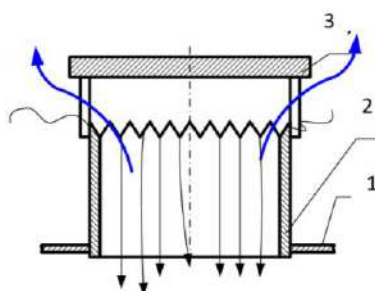


Рисунок 5.3. – Патрубок распределительной тарелки

В этих же реакторах в верхний слой шаров устанавливают фильтрующие корзины, изготовленные из пруткового материала, обтянутого сеткой (рисунок 5.4). Нижняя часть корзины заглублена в катализатор. Сверху корзины открыты. Они равномерно распределены по площади сечения реактора. Встроенные корзины позволяют увеличить поверхность фильтрования и соответственно увеличить межремонтный пробег (до засорения катализатора) реакторов.

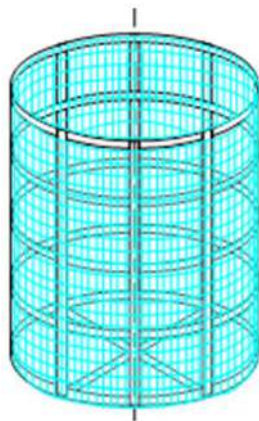


Рисунок 5.4. – Корзина фильтрующая

## 5.2. Реактор с движущимся слоем катализатора

Рассмотрим типовой реактор установки каталитического крекинга с шариковым движущимся катализатором (рисунок 5.5). Реактор состоит из следующих функциональных зон:

- распределение катализатора по площади реактора;
- смешение сырья с катализатором (реакционная зона);
- разделение продуктов реакции и катализатора;
- вывод катализатора из реактора.

Ниже описаны конструкции основных узлов перечисленных зон.

Устройство распределения катализатора представляет собой емкость 1 с отходящими от нее распределительными трубами 2, нижние концы которых расположены по нескольким окружностям.

Сырье в виде пара подают по двум штуцерам в пространство над распределительным устройством катализатора. В реакционной зоне (пустотелая часть реактора) катализатор и сырье движется прямококом. Под реакционной зоной установлено сепарационное устройство для отделения паров продуктов реакции от потока катализатора, представляющее собой трубную решетку 5 с вмонтированными в нее преточными трубами для вывода катализатора 7 и паросборными трубами 4. По высоте труб 4 установлены конические сборники паров 3. Под ними в трубах находятся отверстия для вывода паров. На нижнем конце трубы 4 для изменения направления потока выходящих из нее паров приваривают отбойники 6.

Пары из реактора выводят по двум штуцерам. У штуцеров вывода паров установлены отбойные листы, которые должны быть погружены в слой катализатора, чтобы пары проходили сверху отбойных листов. Это уменьшает возможность уноса катализатора.

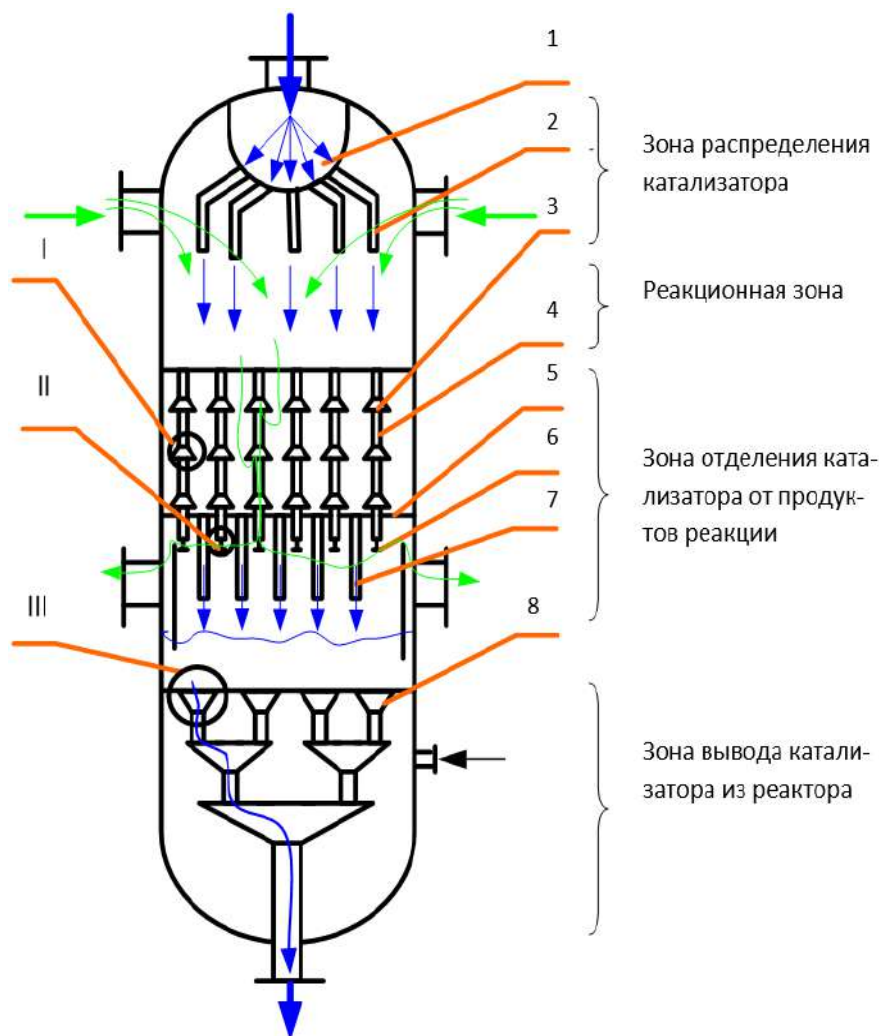


Рисунок 5.5. – Реактор с движущимся слоем катализатора

Для вывода катализатора из реактора устанавливается сборное выравнивающее устройство, при помощи которого обеспечивается равномерный вывод катализатора по всему поперечному сечению и создается равномерное движение катализатора в поперечных сечениях аппарата, расположенных выше сборного устройства.

Сборное выравнивающее устройство (рисунок 5.6) состоит из трех ярусов воронок 8. Каждая воронка верхнего яруса сверху закрыта перфорированным листом 9. В верхнем ярусе установлено 60 воронок, которые собирают катализатор в 16 воронок второго яруса. В третьем ярусе расположены четыре воронки.

Выравнивающее устройство может быть выполнено в двух вариантах — с гнутыми и прямыми трубами. Выравнивающее устройство с прямыми трубами меньше изнашивается, т.к. при изменении направления потока катализатора в трубах частицы катализатора скользят одна по другой. Однако при использовании гнутых труб достигается более равномерный вывод катализатора, исключается создание заторов, меньше изнашивается катализатор. В связи с этим в более поздних конструкциях реакторов выравнивающее устройство выполнено с гнутыми трубами.

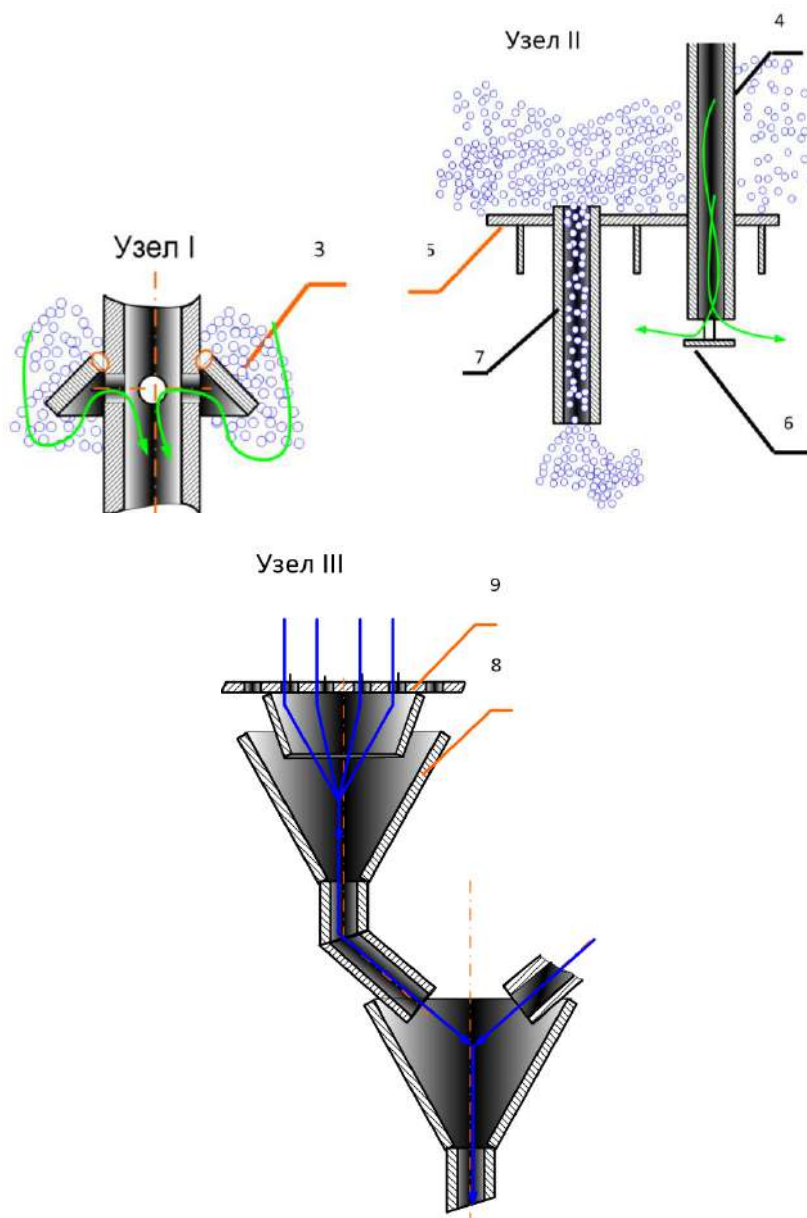


Рисунок 5.6. – Узлы реактора с движущимся слоем катализатора

### Варианты узлов реактора с движущимся слоем

В рассматриваемой конструкции реактора узел разделения продуктов реакции и катализатора занимает достаточно большую часть реактора. На рисунке 5.7 показано разделительное устройство на основе горизонтальных коробов 1, открытых с нижней части. Катализатор проваливается вниз, а парообразный продукт собирается под коробами и через торцевые отверстия попадает в кольцевой зазор 2, откуда уходит из реактора через штуцера 3. За счет такой конструкции достигается уменьшение занимаемого конструкцией объема и соответственно уменьшение металлоемкости. Вывод катализатора из реактора, рассмотренный в предыдущем разделе, также занимает большой объем. Известна более компактная конструкция (рисунок 5.8) на основе большого количества трубок 2, проходящих через днище 3 реактора 1.

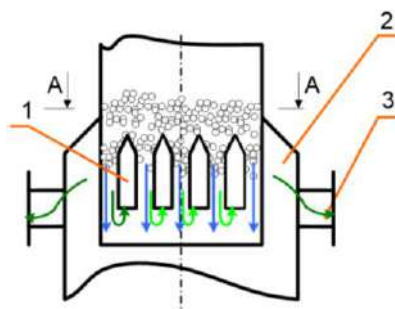


Рисунок 5.7. – Коробовое сепарационное устройство

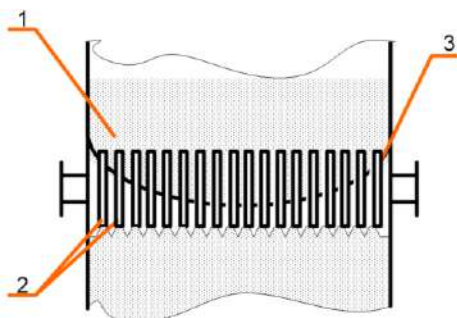


Рисунок 5.8. – Вывод катализатора из реактора в регенератор

Преимущества данной конструкции по сравнению со стандартной: простота, уменьшение металлоемкости, уменьшение занимаемого объема.

### 5.3. Конструкция реактора с псевдоожиженным слоем

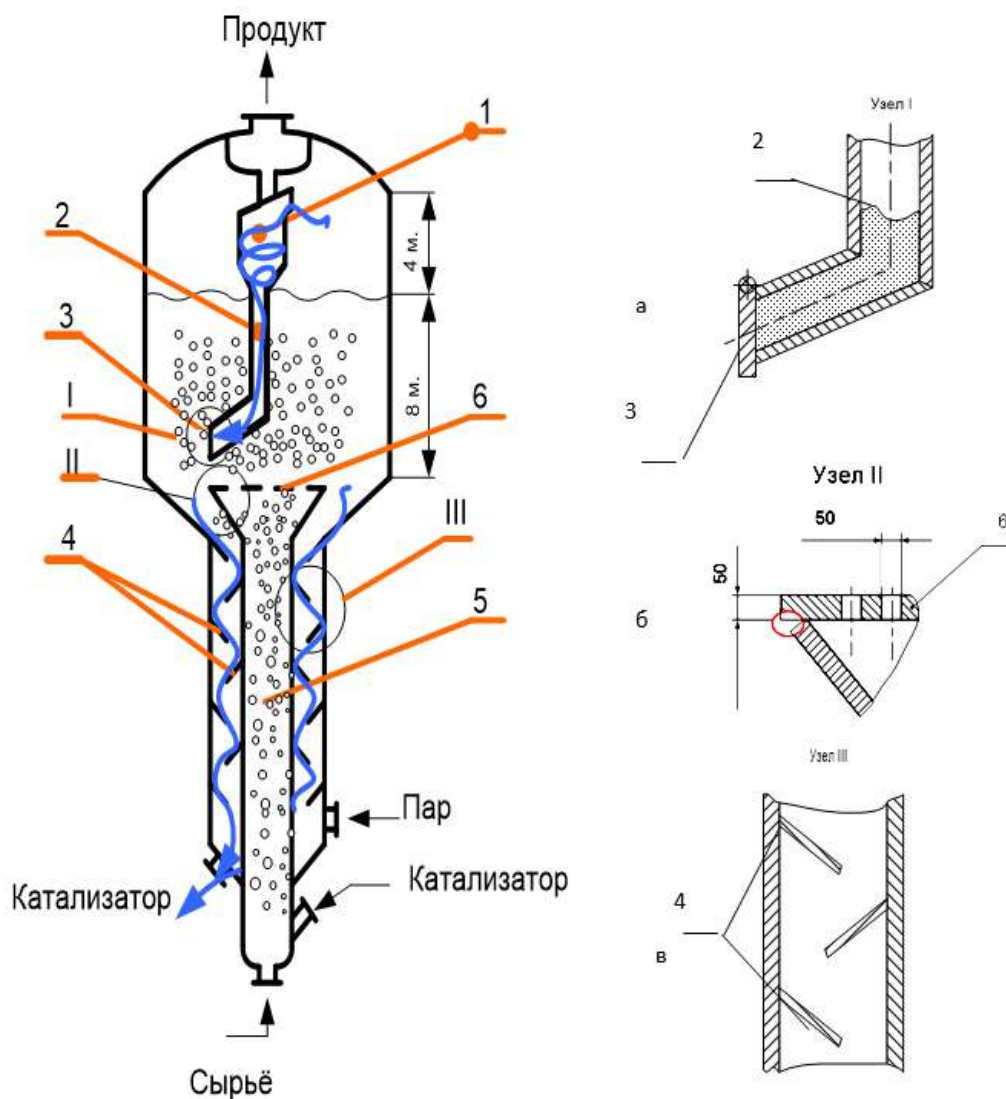
Аппараты с псевдоожиженным слоем незаменимы для процессов, в которых катализатор требует постоянной регенерации, например, в процессе крекинга нефтепродуктов.

Рассмотрим реактор каталитического крекинга (рисунок 5.9). Катализатор из регенератора поступает в нижнюю часть реактора 5, туда же подается через штуцер сырье. Расходы и диаметр трубы 5 рассчитаны таким образом, чтобы испарившееся сырье создавало режим пневмотранспорта катализатора. Катализатор и смесь сырья и продукта проходят через решетку 6 и попадают в широкую часть реактора, где реализуется режим псевдоожиженного слоя.

Скорость продукта около стен реактора меньше чем в центре, поэтому частицы катализатора, попав в эту зону, проваливаются в зону отпарки, где расположен каскад тарелок 4 (рисунок 5.9, в), которые увеличивают время пребывания катализатора в данной зоне. Отработанный катализатор из зоны отпарки перемещается в регенератор, где кокс сгорает. Горячий восстановленный катализатор возвращается в реактор.

Несмотря на наличие четырехметровой сепарационной зоны, некоторая часть катализатора уносится, поэтому в верхней части установлены блоки циклонов 1, снабженные опускными трубами 2 и клапанами (рисунок 5.9, б). По мере накопления катализатора в трубе 2 он своим весом открывает клапан и попадает в зону псевдоожиженного слоя.

Обычно в реакционной зоне нет каких-либо устройств, но в этой части аппарата иногда размещают решетки из труб, ограничивающие внутреннюю циркуляцию сырья и катализатора.



*а* – вывод отсепарированного катализатора из циклонов;  
*б* – распределительная решетка; *в* – каскадные тарелки в зоне отпарки катализатора

Рисунок 5.9. – Общий вид и узлы реактора с псевдооживленным слоем

### Дополнительная литература

1. Суханов, В.П. Каталитические процессы нефтепереработки / В.П. Суханов. – М. : Химия, 1973. – 416 с.

## Глава 6 ТРУБЧАТЫЕ ПЕЧИ

Трубчатые печи – основное оборудование многих производств нефтепереработки и нефтехимии. Предназначены для нагревания (350–500 °С) жидкого сырья, а также проведения пиролиза прямогонного бензина или газового сырья при температуре 750–850 °С. Конструктивно трубчатые печи (рисунок 6.1) состоят из камеры радиации 1, камеры конвекции 2, труб 3, газохода 4. Трубчатые печи снабжены горелками 5. Для обслуживания трубчатых печей предусматриваются лестницы 6 и площадки 7, предохранительные 8 и смотровые окна (гляделки).

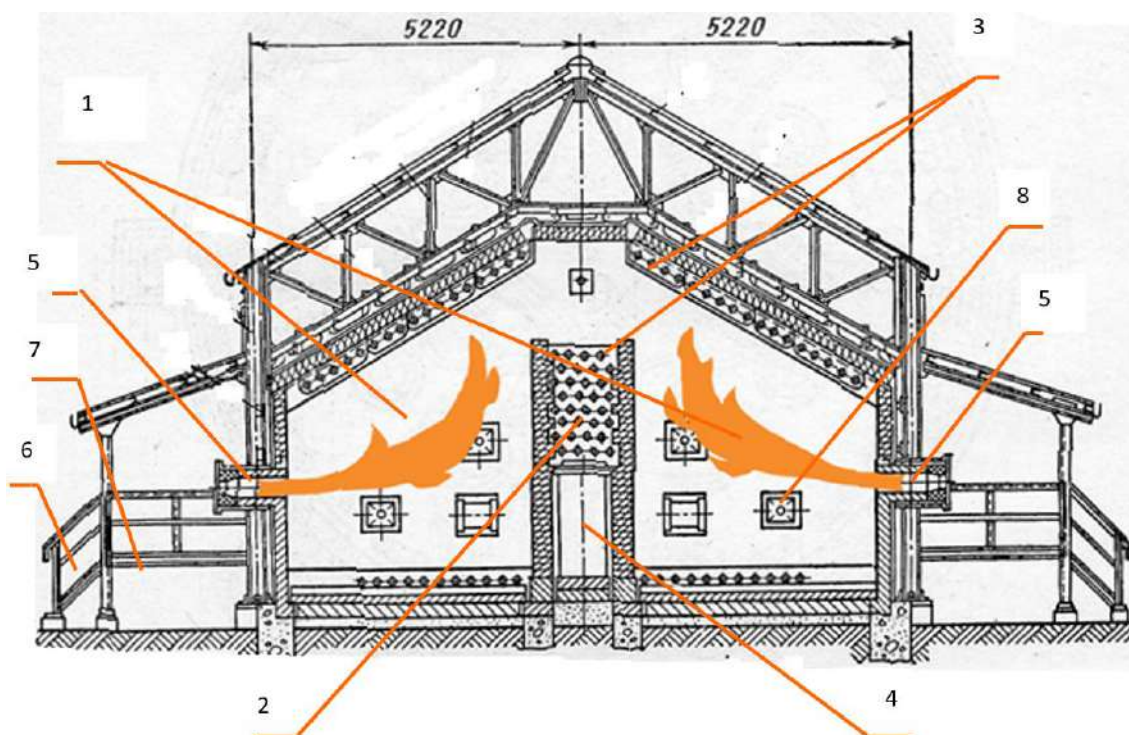


Рисунок 6.1. – Общее устройство печи

### 6.1. Классификация печей

Трубчатые печи можно классифицировать по многим признакам:

1) по конструкции корпуса: коробчатые и цилиндрические. Наиболее компактны цилиндрические печи, поэтому в них меньше тепловые потери. Недостатком является ограничение в компоновке конвекционных труб, длина которых ограничена;

2) по расположению труб в радиантной камере: горизонтально или вертикально. Для крепления вертикального змеевика меньше расход дорогого высоколегированного металла для изготовления опор. U-образный конец вертикального змеевика имеет возможность перемещаться при изменении температуры. Горизонтальные трубы в шатровых печах крепятся жестко, однако горизонтальный змеевик легче извлечь для ремонта и проще освободить от продукта.

- 3) по способу организации пламени:
- свободный длинный факел;
  - настильный длинный факел, который настилается на боковые или специальные стенки;
  - настильный радиальный факел, т.е. пламя закручивается и выбрасывается на стенку в виде круглого пятна;
  - панельные горелки, т.е. сгорание происходит внутри специальных керамических блоков (беспламенные горелки);
- 4) по взаимному расположению радиантной и конвекционной камер:
- конвекционная камера над радиантной;
  - конвекционная камера под радиантной;
  - конвекционная камера на одном уровне с радиантной.

Верхнее расположение конвекционной камеры обеспечивает меньшее гидравлическое сопротивление газового тракта, что требует меньшей высоты дымовой трубы, а следовательно, затрат на ее сооружение и ремонт. С точки зрения обслуживания и ремонта печи удобнее, когда обе камеры находятся на одном уровне.

### Интенсификация лучистого теплообмена

В радиантной камере основным способом передачи тепла является лучеиспускание. Носителями лучистой энергии являются электромагнитные колебания с различными длинами волн: рентгеновские, ультрафиолетовые, световые, инфракрасные. Из этих волн для теплотехники наибольший интерес представляют те лучи, которые поглощаются телами и при поглощении их энергия переходит в тепловую. В наибольшей мере такими свойствами обладают световые и инфракрасные лучи. Эти лучи называются тепловыми, а процесс их распространения – тепловым излучением.

Лучистая энергия используется в нефтехимической промышленности в основном в трубчатых печах, используемых для подогрева продуктов до высоких температур, а также в печах пиролиза.

Тепловое излучение свойственно всем телам и каждое из них излучает энергию непрерывно. При попадании на другие тела эта энергия ( $Q_0$ ) частично поглощается ( $Q_D$ ), частично отражается ( $Q_R$ ) и частично проходит сквозь тело ( $Q_A$ ) (рисунок 6.2).

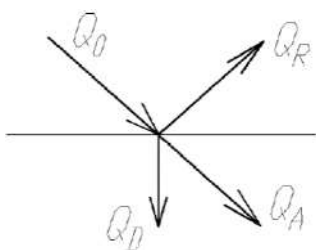


Рисунок 6.2. – Распределение лучистой энергии

Таким образом, после ряда поглощений излучаемая энергия полностью распределяется между окружающими телами.

Количество тепла, передаваемое излучением от продуктов сгорания к нагреваемой поверхности, определяется по закону Стефана–Больцмана

$$E_{12} = \varepsilon_n C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

где  $\varepsilon_n$  – приведенная степень черноты;  
 $C_0$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Для повышения интенсивности передачи тепла излучением, как видно из уравнения, необходимо стремиться к увеличению температуры газов и степени черноты. Особенное значение имеет температура газов, т.к. тепловой поток пропорционален разности четвертых степеней абсолютных температур.

Передача тепла излучением не связана со скоростью движения газов, и высокие значения коэффициента передачи тепла достигаются без создания высоких скоростей газового потока, что является положительной стороной этого способа теплообмена, благодаря экономии электроэнергии на привод вентиляторов.

## 6.2. Фундамент трубчатой печи

Фундаменты трубчатых печей выполняются из монолитного или сборного железобетона, который покрыт гидроизоляцией. Поскольку строительный бетон не выдерживает высоких температур (300° и более), то его при необходимости отделяют от топки слоем кирпичной кладки. Размеры основания фундамента определяются допустимым давлением на грунт.

## 6.3. Каркас трубчатой печи

Каркас является основным несущим узлом, воспринимающим нагрузки от веса огнеупорных стен, трубчатых змеевиков, гарнитуры, системы для сжигания топлива. Во многих типах печей на каркасе монтируют дымовые трубы. Каркас представляет собой сборную конструкцию из отдельных рам или ферм, изготовленных из углеродистого стального проката. Конфигурация каркаса соответствует форме трубчатой печи. Рассмотрим конструкцию каркаса на примере коробчатой печи (рисунок 6.3).

Каркас коробчатой печи состоит из ферм 1, которые опираются на фундамент 2 при помощи колонн 3.

Фермы между собой соединены балками 6, установленными на верхнем и нижнем поясах фермы. Свод печи, состоящий из кирпичей 5, крепится на подвесах 4. Колонна 3 состоит из швеллеров 7, соединенных между собой при помощи планок 8 (сечение Б-Б). Верхний и нижний пояс фермы сваривают из уголков 9 (сечение В-В). На верхней балке 6 (узел II) укладывается кровля, обычно это асбестоцементные плиты или шифер.

Колонны печи работают под действием сил  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  (рисунок 6.4):

- $Q_1$  состоит из веса от ферм, снега, подвесного кирпичного свода, труб, заполненных водой, подвесок;
- $Q_2$  – вес труб (если они крепятся на стенах);
- $Q_3$  – вес стен.

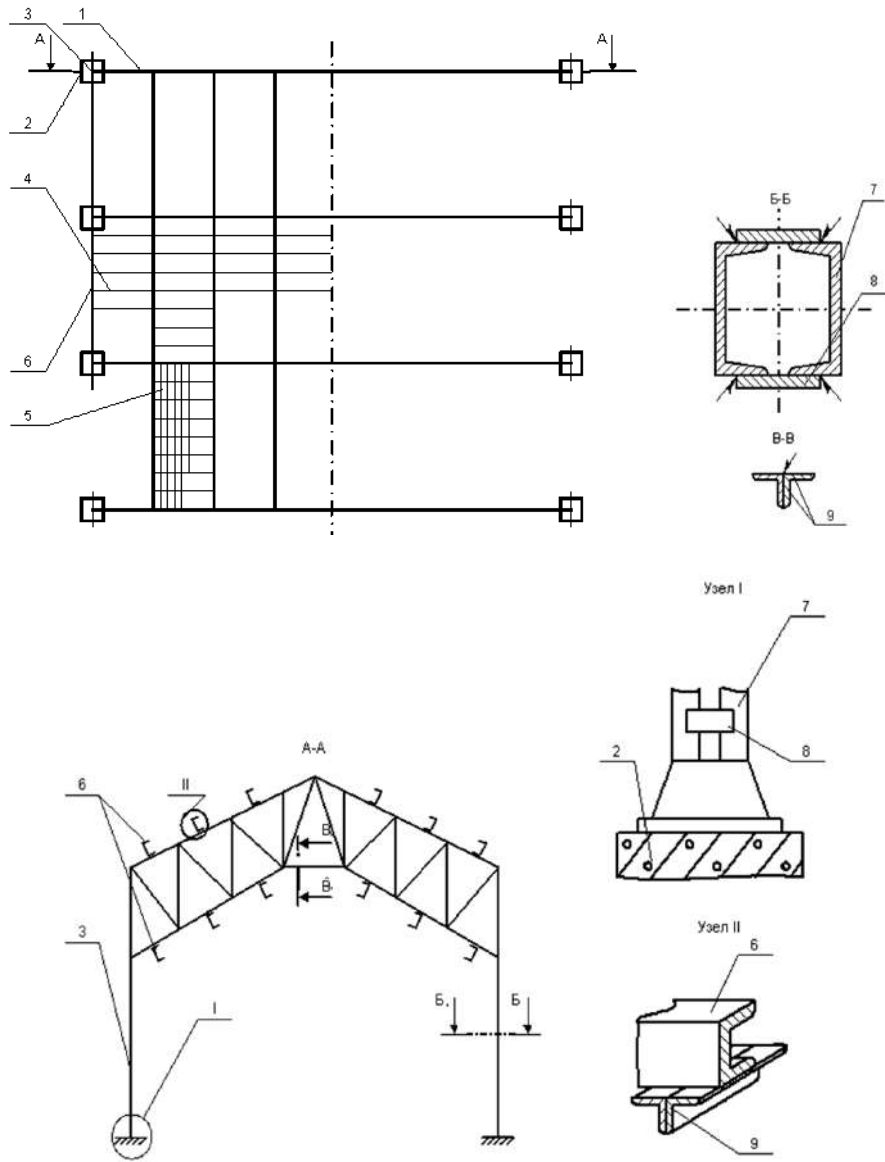


Рисунок 6.3. – Конструкция каркаса печи

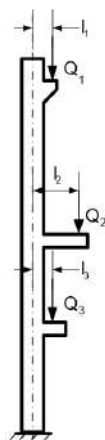


Рисунок 6.4. – Схема расчета колонны

Эти нагрузки приложены эксцентрично и создают кроме сжатия колонны, также изгибающие моменты. Поэтому колонну рассчитывают как внецентренно сжатый составной стержень по предельным нагрузкам.

Суммарное напряжение  $\sigma$ , возникающее при этом в колонне, определяют по формуле

$$\sigma = \frac{Q}{F_k \varphi} + \frac{M_u}{W_k},$$

где  $Q$  – суммарная сжимающая сила;

$F_k$  – площадь поперечного сечения колонны;

$\varphi$  – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, учитывающий продольный изгиб колонны;

$M_u$  – изгибающий момент,  $M_u = Q_1/l_1 + Q_2/l_2 + Q_3/l_3$ ;

$W_k$  – момент сопротивления поперечного сечения колонны.

Каркасом цилиндрических печей служит металлический цилиндр, футерованный изнутри и укрепленный снаружи кольцевыми и вертикальными ребрами. На рисунке 6.5 показаны элементы каркаса трубчатой печи.



Рисунок 6.5. – Элементы каркаса трубчатой печи

#### 6.4. Стены и свод

Стены обеспечивают герметичность камер трубчатой печи, отражают лучистую энергию и препятствуют потере тепловой энергии. Первоначально стены собирали из огнеупорного кирпича разнообразной формы (более 80 типов и размеров). К горизонтальным балкам, проходящим между колоннами, присоединены подвески для кирпичей стен печи. При этом кирпичи последовательно нанизывают на тавровую полку подвесок. Боковые поверхности кирпичей выполняют зубчатыми для создания большей герметичности (лабиринтное уплотнение). Снаружи стены обшивают металлическими листами. Отсутствие раствора позволяет за счет зазоров компенсировать температурные деформации, возникающие в рабочем состоянии печи. Обязательным элементом кладки являются температурные швы – зазоры между кирпичами, заполненные асбестом

Огнеупорные бетоны в последнее время активно потеснили традиционные кирпичи. В печах с температурой в камере радиации, не превышающей 1000 °С, футеровка

может быть выполнена из бетонов, армированных металлическими анкерами (рисунок 6.6). При температуре выше 1200 °С рекомендуется использовать легковесный высокотемпературный бетон, армированный керамическими анкерами.



Рисунок 6.6. – Стены, выполненные из панелей легковесного жаропрочного бетона

Получила также распространение футеровка на основе волокнистых муллитокремнеземистых материалов. Их низкая теплопроводность позволяет уменьшать габариты печи за счет толщины футеровки, что в сочетании с низкой плотностью делает возможным в несколько (до 10) раз снизить массу футеровки печи.

Пространство между стенками печи перекрывается сверху сводом. Своды могут быть плоскими, полуциркульными и лучковыми (распорными). Расстояние между стенками, на которые опирается свод, называется пролетом. При пролетах более 1 м плоские своды, набираемые из кирпича, подвешивают на металлических конструкциях (подвесной потолок).

На рисунке 6.7 показано крепление кирпичей свода печи.

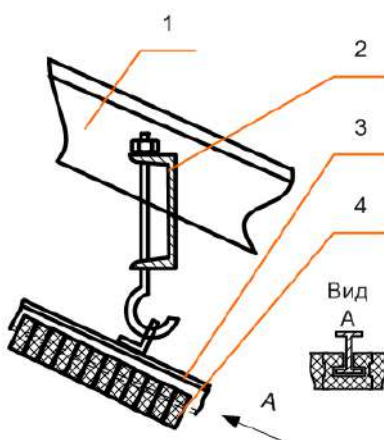
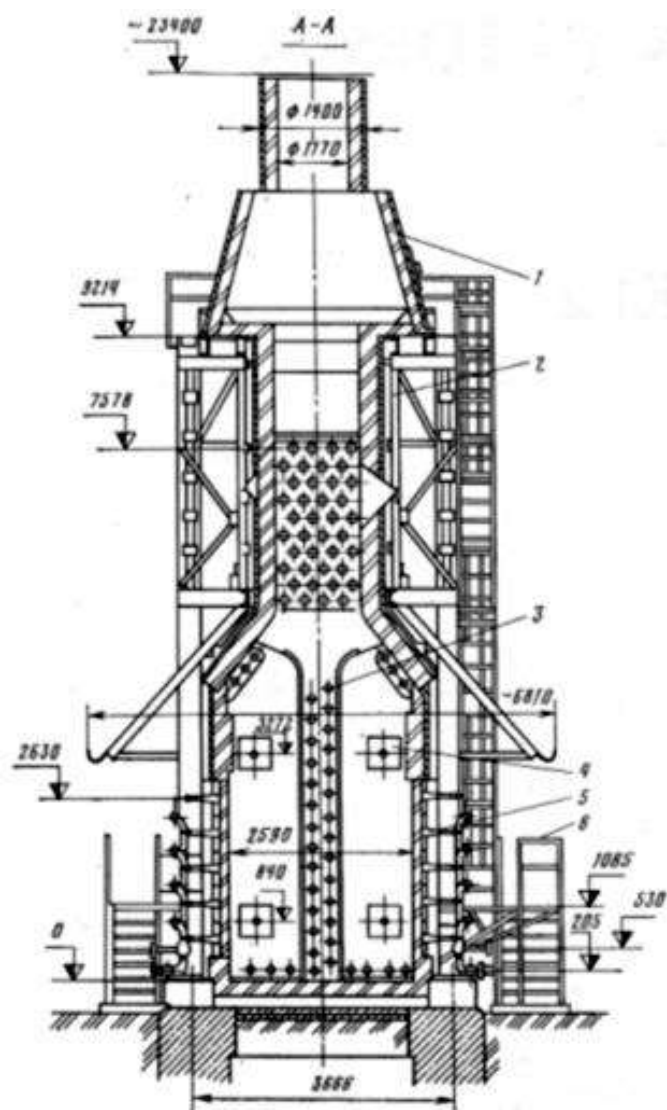


Рисунок 6.7. – Узел крепления кирпичей к своду печи

Металлические элементы фермы 1 и 2 отделяются от топки при помощи фасонных жаропрочных кирпичей 4, которые нанизываются на двутавровые подвески 3. Герметизация обеспечивается выступами и впадинами соседних кирпичей (лабиринтное уплотнение). Соединение кирпичей между собой с помощью связующих растворов не применяется из-за больших температурных расширений. В настоящее время своды до 3 м выполняют из жаростойкого бетона.

### 6.5. Трубы и их крепление

В радиантной камере трубы могут располагаться вдоль стен, свода и пода (см. рисунок 6.1). В некоторых конструкциях (рисунок 6.8) трубы устанавливаются в центре радиантной камеры в два ряда, что позволяет облучать их с двух сторон.



- 1 – футеровка; 2 – каркас; 3 – змеевик; 4 – предохранительные и смотровые окна;  
5 – беспламенные горелки

Рисунок 6.8. – Трубчатая печь с радиантным змеевиком, расположенным в центре топки

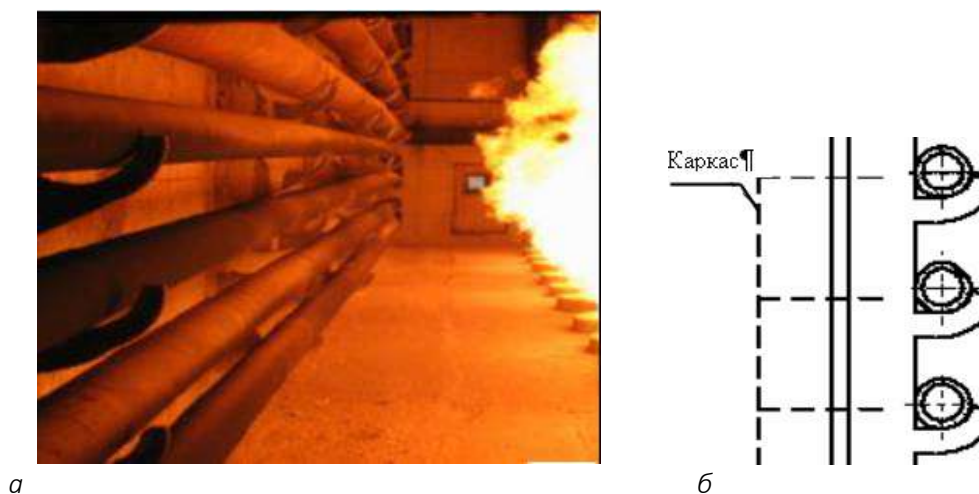
Наиболее часто применяемые трубы имеют наружный диаметр 102, 127 и 152 мм. При температурах до 400 °С используются трубы, изготовленные из углеродистых сталей (Сталь 10 и Сталь 20), при более высоких температурах – из жаропрочной стали Х18Н9Т. Обычно соединение труб в цепочки осуществляется при помощи отводов (рисунок 6.9). Удаление кокса при такой конструкции соединения производится паровоздушным выжиганием.



**а – внешний вид отводов;**  
**б – чертеж соединения с использованием отводов**

**Рисунок 6.9. – Соединение труб**

Вдоль стенок или в середине печи трубы крепятся на литых стойках-кронштейнах (35Х23Н7СЛ), которые в свою очередь крепятся к каркасу печи (рисунок 6.10).



**а – внешний вид; б – разрез**

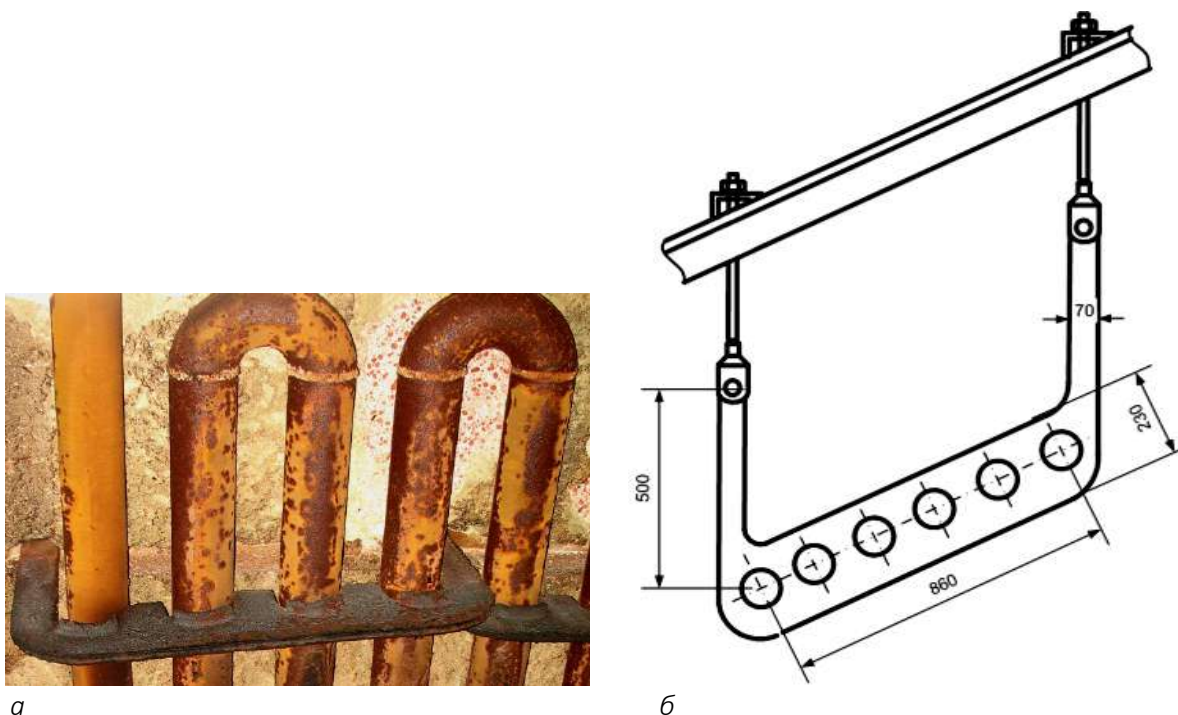
**Рисунок 6.10. – Крепление труб в радиантной камере**

К своду трубы крепятся на металлических подвесках (рисунок 6.11), выполненных из жаропрочной стали литьем.

В конвективной камере трубы всегда устанавливаются горизонтально, что обеспечивает их поперечное обтекание дымовыми газами и, соответственно, создание интенсивной

турбулентности. Крепление труб осуществляется в трубных решетках (рисунок 6.12), изготавливаемых литьем (сталь 35Х23Н7СЛ).

Увеличение интенсивности теплообмена со стороны дымовых газов возможно за счет оребрения наружной поверхности труб (рисунок 6.13) лентой толщиной 1,2 мм, высотой 13 мм или 26 мм. Шаг оребрения – 6–10 мм. Диаметр оребренных труб – от 48 до 219 мм. При этом поверхность теплообмена в сравнении с гладкими трубами увеличивается в 2–4,5 раза.



*а* – внешний вид; *б* – чертеж

Рисунок 6.11. – Крепление труб к своду радиантной камеры

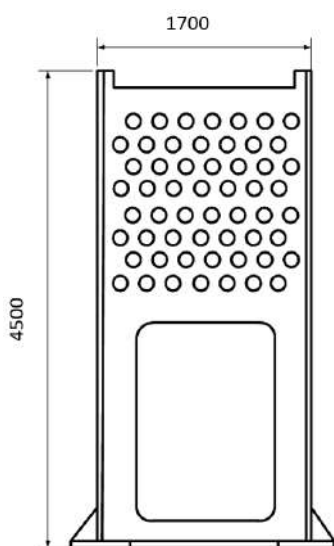


Рисунок 6.12. – Трубная решетка

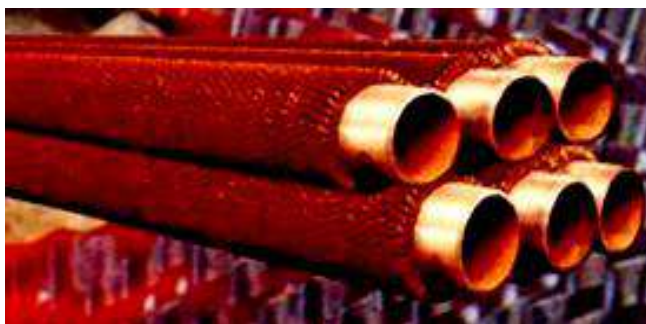


Рисунок 6.13. – Оребренные трубы конвективной камеры

## 6.6. Снижение коксообразования в пиролизных печах

Интенсивность коксообразования зависит от природы сырья и соотношения пар/сырье. Считается, что для установок, работающих на жидком топливе, нет необходимости принимать специальные меры для борьбы с образованием кокса, поскольку они содержат соединения серы, которые ингибируют появление кокса. На установках, перерабатывающих газовое сырье, необходимы меры к уменьшению образования кокса.

Существует два пути образования кокса в трубах. Каталитическое образование идет на чистой поверхности металла, когда окалина, обогащенная никелем и железом при высокой температуре, катализирует дегидрирование углеводородов. Продукты, отложившиеся на поверхности трубы, превращаются в волокнистый кокс. Далее углеводороды газовой фазы реагируют с новой поверхностью, создавая аморфный кокс, который со временем превращается в мелкодисперсный продукт. Далее образование кокса происходит на поверхности, уже покрытой коксом.

Существуют несколько направлений борьбы с образованием кокса:

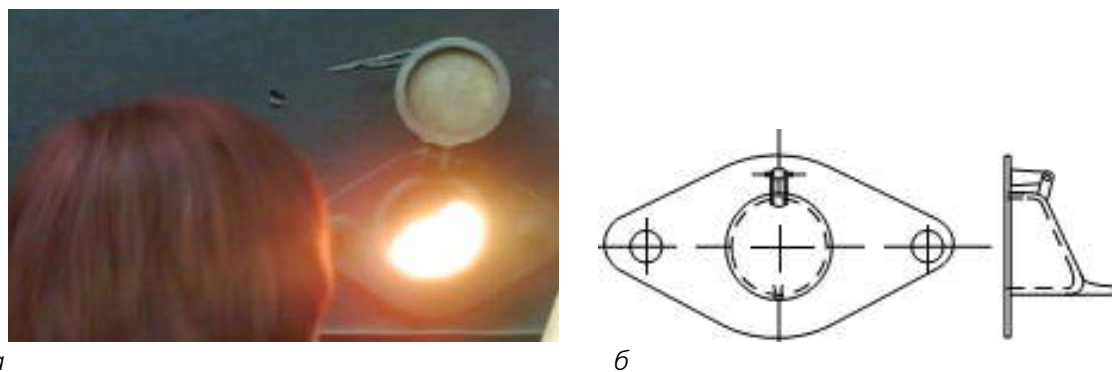
- введение в сырье сернистых ингибиторов: диметилсульфида,  $H_2S$ ;
- увеличение соотношения пар/сырье;
- подбор состава стали;
- создание внутренних покрытий труб.

В настоящее время для предотвращения каталитического действия никеля и железа разработана сталь, состоящая из 35% Cr и 45% Ni с добавками Mg, Si и Al, которая создает прочную защитную оксидную пленку, предотвращающую каталитическое воздействие никеля и железа.

Предлагают создавать специальные покрытия внутри труб толщиной от 0,2 до 1 мм. Известно, что он состоит из 3 слоев: нижний слой предотвращает проникновение кокса в металл; средний слой с запасом «подпитывающих» элементов, которые переходят в верхний слой при необходимости его образования или регенерации; верхний слой, тормозящий коксообразование.

## 6.7. Смотровые и предохранительные окна

Смотровые окна (рисунок 6.14) предназначены для наблюдения в процессе работы за состоянием печных труб и работой форсунок.



*а* – внешний вид; *б* – чертеж

Рисунок 6.14. –Смотровое окно

Их изготавливают из чугуна и крепят на болтах снаружи кладки к металлическим элементам печи. Для большей обзорности на участке установки окон в стенах печи выполняют расширяющиеся отверстия.

Предохранительные окна (рисунок 6.15) отличаются от смотровых большими размерами. Они предусмотрены для сбрасывания давления во время взрыва в топке печи.

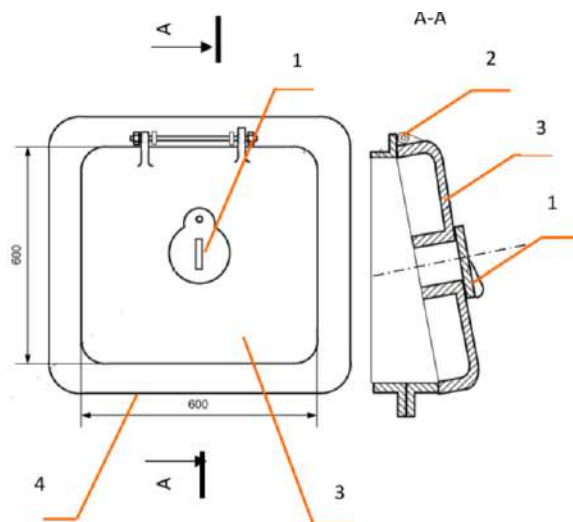


Рисунок 6.15. – Предохранительное (взрывное) окно

При ремонтах их используют как лазы для проникновения внутрь печи. Крышки предохранительных окон 3 должны плотно прилегать к корпусу 4 под действием собственного веса. Для этого привалочные поверхности наклонены по отношению к вертикали. Поворот во время открывания осуществляется вокруг оси 2. Предохранительные окна могут снабжаться смотровыми окнами 1.

### 6.8. Горелочные устройства

Горелочные устройства обеспечивают как в целом тепловой режим печи, так и в частности равномерный обогрев труб. От их работы существенно зависят экономические показатели всей печи.

Для эффективного сжигания топлива горелочное устройство должно выполнять следующие функции:

- готовить топливо и воздух для горения, придавая им требуемые направления и скорости движения;
- готовить горючую смесь (смешивает газовое топливо и воздух или распыляет жидкое топливо и смешивает его с воздухом);
- осуществлять подачу подготовленной горючей смеси в рабочее пространство или топку.

#### Общие сведения

Конструкции горелок существенно зависят от следующих факторов:

- тип сжигаемого топлива: газ, жидкость или газожидкостные;
- необходимая форма факела: свободно расположенный в объеме; настилаемый на стенку; создаваемый внутри горелки (беспламенные горелки, панельные горелки).



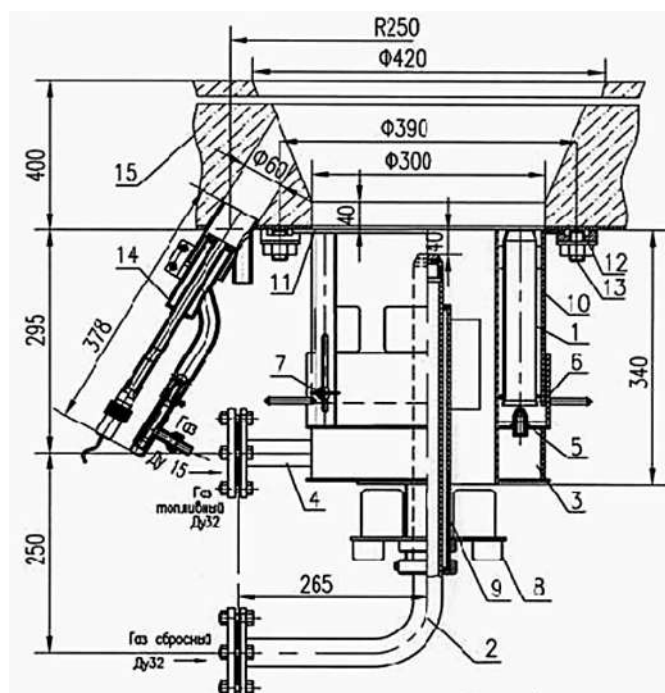
Горелки газовые с настильным пламенем (см. рисунок 6.16) обеспечивают сжигание газового топлива на внутренней поверхности печи, ее разогрев и передачу лучистой энергии к продуктовому змеевику.

Горелки относятся к устройствам с неполным предварительным смешением газа с воздухом, кольцевой раздачей газозвоздушной смеси на поверхность настила, с подачей вторичного воздуха через кольцевой зазор вокруг инжекционной трубы.

Регулировка ширины кольцевой щели на выходе газозвоздушной смеси из горелки позволяет исключить проскок или отрыв пламени при изменении состава топливного газа. Это также позволяет обеспечить эффективный контакт продуктов сгорания с поверхностью излучения и увеличить площадь настила пламени.

### Горелки газовые инжекционные со свободным факелом

В данных горелках (рисунок 6.17) осуществляется неполное предварительное смешение газа с воздухом.



1 – инжектор; 2 – центральный газовый ствол; 3 – коллектор газовый; 4 – газоподводящий патрубков; 5 – сопло; 6 – регулятор воздуха; 7 – фиксирующая гайка регулятора; 8 – дисковый регулятор воздуха; 9 – центровочная труба; 10 – корпус горелки; 11 – опорное кольцо; 12 – лапка; 13 – шпилька; 14 – пилотная горелка; 15 – горелочный камень; 16 – сканер контроля пламени

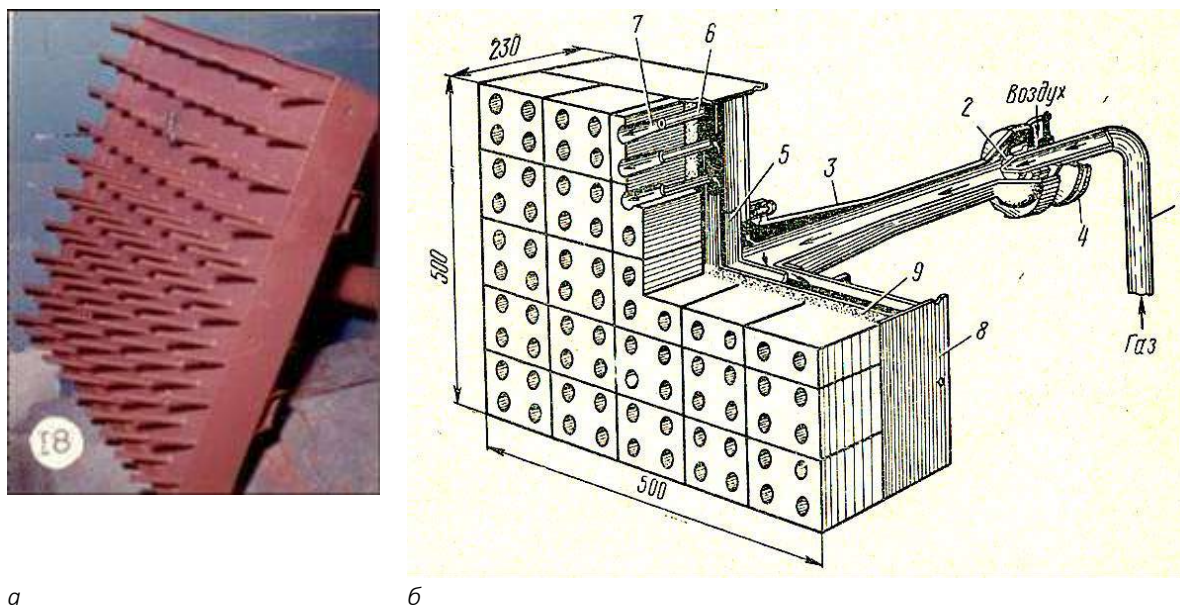
Рисунок 6.17. – Горелка газовая инжекционная со свободным пламенем

Вторичный воздух, необходимый для горения, подается через горелку непосредственно в амбразуру горелочного камня, где происходит окончательное смешение и горение. В горелках предусмотрено регулирование количества первичного и вторичного воздуха, что позволяет в широком диапазоне изменять рабочее давление газа, длину факела и тепловую мощность горелки.

В качестве газообразного топлива могут применяться природный или попутный газ. Горелки комплектуется постоянно действующей запальной или пилотной горелкой, которая устанавливается в канал горелочного камня.

### Горелки газовые панельные (беспламенные)

В печах с излучающими стенами для сжигания газообразного топлива применяют специальные панельные горелки (рисунок 6.18).



*а* – внешний вид металлической части; *б* – чертеж

Рисунок 6.18. – Конструкция панельной (беспламенной) горелки

Газ подается по трубе 1 через распылитель 2 в смеситель 3. В результате инжекции в смеситель засасывается воздух, количество которого можно изменять заслонкой-маховиком 4.

Топливная смесь на выходе из смесителя распределяется отбойником 5 равномерно по трубам 6, на которые надеты керамические шамотные горелки 7. В горелках смесь нагревается до температуры воспламенения. Сгорание происходит в туннелях горелок. Между шамотными горелками и металлическим каркасом-панелью 8 горелки засыпают диатомитовую изоляцию 9.

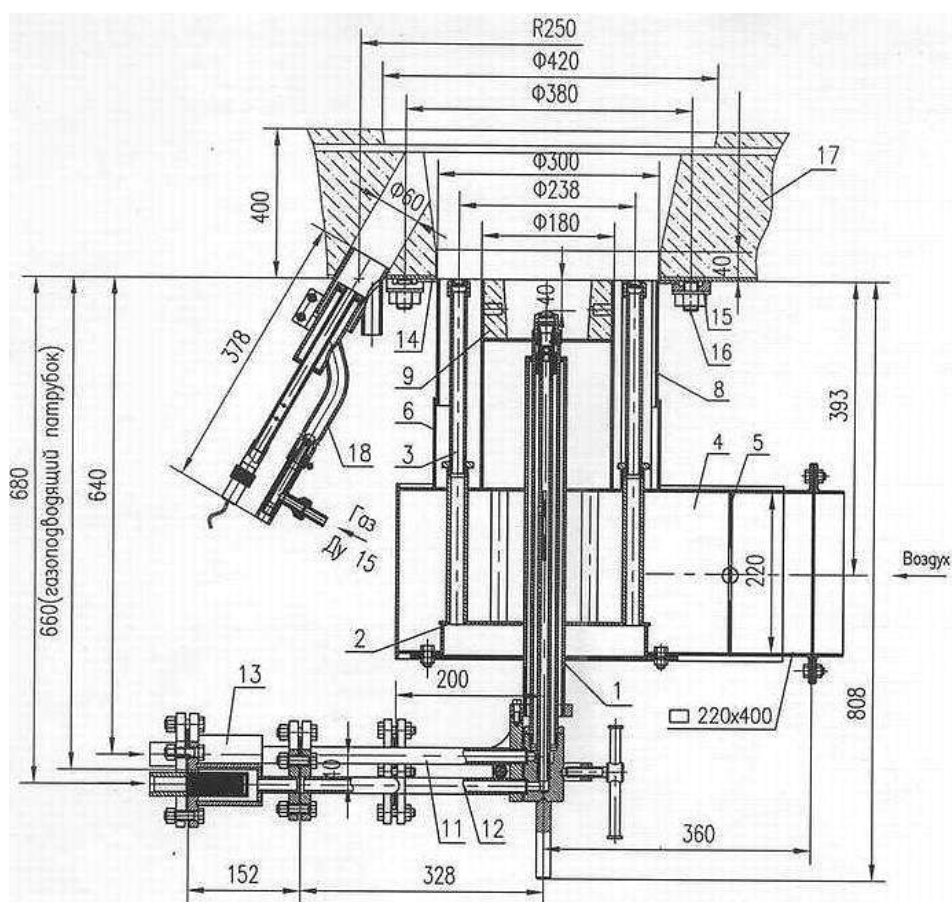
Теплопроизводительность горелок регулируют общей задвижкой или клапаном, установленным на линии подвода газа к печи. Расход воздуха при этом изменяется автоматически вследствие изменения интенсивности подсоса. Маховиком 4 пользуются только для предварительной регулировки процесса сгорания.

### Горелка газожидкостная парового распыливания, дутьевая

Горелка предназначена для сжигания газообразного и жидкого топлива в трубчатых печах (рисунок 6.19).



*a*



*б*

*a* – внешний вид; *б* – чертеж

1 – форсунка; 2 – газовая камера; 3 – ствол газовый; 4 – воздуховод дутьевого воздуха; 5 – регулятор дутьевого воздуха; 6 – регулятор инъекционного воздуха; 7 – фиксирующая гайка регулятора; 8 – корпус горелки; 9 – внутренняя стабилизационная амбразура; 10 – газоподводящий патрубок; 11 – паропровод; 12 – мазутопровод; 13 – фильтр; 14 – опорное кольцо; 15 – лапка; 16 – шпилька; 17 – горелочный камень; 18 – пилотная горелка ПГ-28КП; 19 – сканер контроля пламени

Рисунок 6.19. – Горелка газожидкостная, дутьевая

Воздух на горение подается принудительно от вентилятора через центральный воздуховод. Имеется также возможность подачи воздуха из атмосферы через регулятор

воздуха в виде подвижной обечайки за счет тяги в топке. Это позволяет при аварии вентилятора переводить горелку с дутьевого режима на инжекционный с подачей атмосферного воздуха мощностью 1,7 МВт.

#### Дополнительная литература

1. Ентус, Н.Р. Трубчатые печи в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности / Н.Р.Ентус, В.В.Шарихин. – М. : Химия, 1987. – 304 с.
2. Горелки газовые промышленные. Общие технические требования : ГОСТ 21204-97. – Взамен ГОСТ 21204-83 ; введ. 07.01.1998. – М. : Изд-во стандартов, 1997. – 13 с.

## Глава 7

### ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ И СОСТАВЛЯЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Трубопровод – сооружение, состоящее из плотно соединенных между собой труб, деталей трубопроводов, запорно-регулирующей аппаратуры, опор и подвесок, крепежных деталей, прокладок, материалов и деталей тепловой изоляции и предназначенное для транспортирования газообразных, жидких и твердых веществ.

В соответствии со строительными нормами и правилами технологические трубопроводы разделяют в зависимости от вида и характера среды на пять групп (А, Б, В, Г, Д). В группу А включены трубопроводы для токсичных продуктов и горючих газов. Трубопроводы для взрывоопасных газов, а также для легковоспламеняющихся и горючих жидкостей, в т.ч. и нефтяных, относят к группе Б. Трубопроводы для перегретого водяного пара составляют группу В, а для горячей воды и насыщенного водяного пара – группу Г. Группу Д составляют трубопроводы для негорючих газов, жидкостей и паров.

В зависимости от параметров транспортируемой среды (рабочего давления и температуры) каждая группа делится на пять категорий (I–V). Для каждой группы трубопроводов определены значения давления и температуры, при которых их следует относить к той или иной категории. Например, для перекачивания легковоспламеняющихся жидкостей при температурах 350–700 °С используются трубопроводы группы Б категории I, при температурах -150 – +120 °С – трубопроводы группы IV.

Ниже будут подробнее рассмотрены основные элементы трубопроводов.

#### 7.1. Трубы

Классификация труб производится по следующим основным признакам:

- 1) по материалу изготовления:
  - металлические: стальные, чугунные, из цветных металлов и сплавов;
  - неметаллические: полимерные (пластиковые), из нерудных материалов (асбоцементные, бетонные);
- 2) по однородности материала в поперечном сечении:
  - однослойные;
  - многослойные (металлопластиковые - пластик-металл-пластик);
- 3) по форме поперечного сечения:
  - обычные (кольцевое сечение);
  - профильные (квадратные, прямоугольные, овальные, плоскоовальные);
- 4) по способу производства:
  - бесшовные горячедеформированные трубы и холоднодеформированные;
  - чугунные литые;
  - сварные прямошовные и спиралешовные;
- 5) по назначению:
  - общего назначения;
  - специального назначения.

Трубы общего назначения применяются для монтажа неответственных (т.е. к которым не предъявляются специальные требования) трубопроводов для транспортировки неагрессивных газов и жидкостей, суспензий, сыпучих материалов и т.д.

Стальные трубы делятся на 6 классов (трубы 1–2-го классов изготавливаются из углеродистых сталей).

Трубы стальные 1-го класса, так называемые стандартные трубы и газовые трубы, используют в тех случаях, когда не предъявляются специальные требования, например, при сооружении строительных лесов, ограждений, опор, для прокладки кабелей, ирригационных систем, а также локализованного распределения и подачи газообразных и жидких веществ.

Трубы стальные 2-го класса применяют в магистральных трубопроводах высокого и низкого давления для подачи газа, нефти и воды, нефтехимических продуктов, топлив.

Трубы стальные 3-го класса используют в системах, работающих под давлением и в условиях высоких температур, например, в химической и пищевой промышленности, ядерной технике, в трубопроводах нефтяного крекинга, в печах, котлах и т.п.

Трубы стальные 4-го класса предназначены для разведки и эксплуатации нефтяных месторождений, их применяют как бурильные трубы, обсадные и вспомогательные трубы.

Трубы 5-го и 6-го классов применяются в машиностроении.

За расчетное давление в трубопроводе принимается:

- расчетное давление для аппарата, с которым соединен трубопровод;
- для напорных трубопроводов (после насосов, компрессоров, газодувок) – максимальное давление, развиваемое центробежной машиной при закрытой задвижке со стороны нагнетания; для поршневых машин – давление срабатывания предохранительного клапана, установленного на источнике давления;
- для трубопроводов с установленными на них предохранительными клапанами – давление настройки предохранительного клапана;
- трубопроводы, которые подвергаются испытанию на прочность и плотность совместно с аппаратом, должны быть рассчитаны на прочность с учетом давления испытания аппарата.

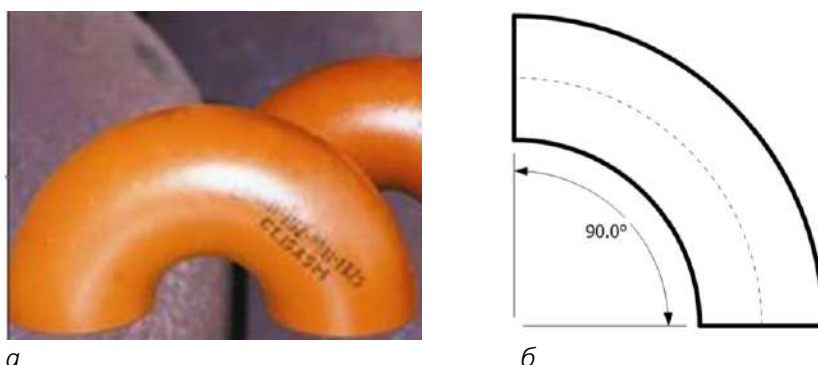
## 7.2. Соединительные детали трубопроводов

При сооружении трубопроводов неизбежно возникают проблемы, связанные с изменением направления, разветвлением, а также с изменением диаметра труб. Кроме этого, существует проблема компенсации температурных деформаций. Для решения перечисленных задач используются особые соединительные элементы – отводы, тройники, переходы и компенсаторы.

Для изменения направления трубопроводов применяют отводы (рисунок 7.1). Отводы изготовляют путем гнутья труб (минимальный радиусгиба – 1,5 наружного диаметра), штамповки,ковки, сварки или отливки. При помощи стандартных отводов можно повернуть трубопровод на 45, 60, 90 и 180°.

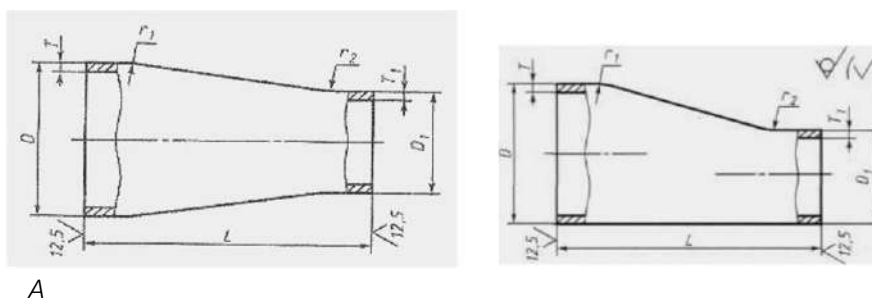
Для постепенного изменения диаметра трубы используют переходы. В настоящее время серийно изготавливаются приварные бесшовные переходы от  $D_y$  40 до  $D_y$  400, предназначены для соединения трубопроводов на условное давление до 16 МПа. Переходы бывают двух типов: концентрический и эксцентрический (рисунок 7.2). В большинстве

случаев используют переходы из углеродистых и низколегированных сталей (сталь 20, 09Г2С и т.п.). Переходы могут изготавливаться из жаростойких и коррозионностойких сталей (15Х15М, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т и др.).



*а* – внешний вид отвода на 180°; *б* – чертеж отвода на 90°

Рисунок 7.1. – Отвод



*а*



*б*

*а* – чертеж концентрического и эксцентрического переходов;  
*б* – внешний вид концентрических переходов

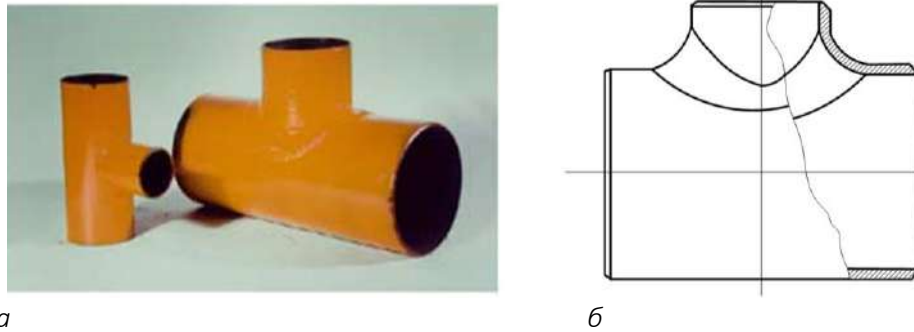
Рисунок 7.2. – Конструкции стальных переходов

Для присоединения к магистральному трубопроводу боковых ответвлений применяют деталь «тройник» (рисунок 7.3). Конструктивно тройники делятся на переходные и равнопроходные.

Переходными называют тройники, имеющие разные диаметры проходных отверстий корпуса и горловины. Равнопроходные тройники имеют одинаковые диаметры отверстий.

Применяют различные способы изготовления тройников: литьем в формы; газовой вырезкой деталей из трубы с последующей их сваркой; штамповкой цельной поковки

с последующим сверлением отверстий; штамповкой из листа с последующей сваркой; штамповкой из трубных заготовок.



*а* – внешний вид сварных тройников; *б* – чертеж переходного литого тройника

Рисунок 7.3. – Тройники

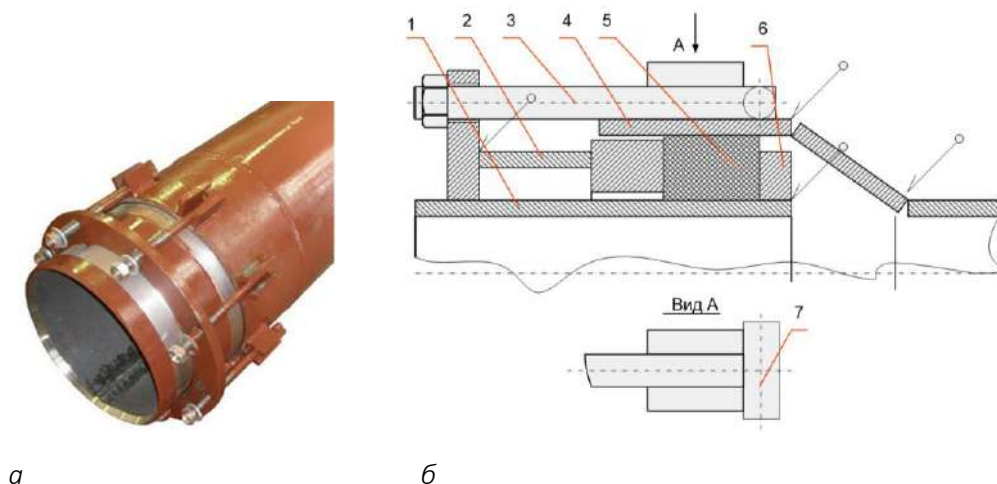
Тройники применяют для трубопроводов при  $P_y$  до 16 МПа и температуре от  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+450\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Наибольший регламентируемый диаметр – 426 мм.

### 7.3. Компенсаторы

Вследствие разности температур транспортируемых продуктов и окружающей среды трубопроводы подвержены температурным деформациям. Для предотвращения возникновения напряжений в трубопроводе применяют различные конструкции компенсаторов – устройств, обеспечивающих свободное перемещение трубопроводов.

#### Сальниковый компенсатор

Сальниковые компенсаторы (рисунок 7.4) используются для трубопроводов водяных и паровых тепловых сетей при  $P_{раб} < 2,5$  МПа при температуре воды до  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  и температуре пара до  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



*а* – внешний вид; *б* – чертеж сальникового компенсатора

Рисунок 7.4. – Сальниковый компенсатор

Компенсирующая способность сальниковых компенсаторов изменяется в зависимости от условного прохода от 200 до 500 мм.

Однако сальниковые уплотнения не способны обеспечивать герметичность трубопроводов в течение длительного времени. Они требуют регулярного обслуживания, но даже это не спасает от протечек теплоносителя.

Сальниковый компенсатор состоит из корпуса 4, нажимной втулки 2, набивки 5 и гнундбуксы 6. Компенсация температурной деформации происходит за счет взаимного перемещения корпуса 4 и внутренней трубы 1. Сжатие набивки обеспечивается специальными болтами 3 с T-образной головкой 7. Для уплотнения сальниковых компенсаторов используются плетеные сальниковые набивки различного сечения с применением графита, фторопласта, углерода, керамики, тефлона, кевлара и композитов.

### Линзовый компенсатор

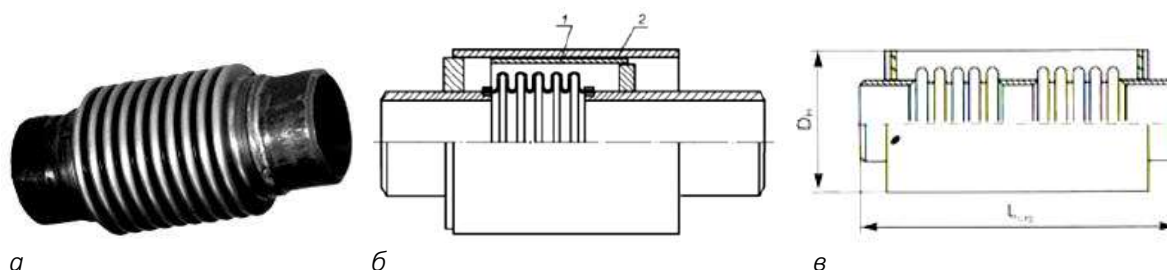
Линзовые компенсаторы (рисунок 7.5) применяются, в основном, на тепло-, газовых магистралях, водо- и нефтепроводах. Жесткость этих компенсаторов такова, что для их деформации требуются значительные усилия. Обладают низкой компенсирующей способностью по сравнению с другими типами компенсаторов. Практически не требуют обслуживания в процессе эксплуатации. Имеют малое гидравлическое сопротивление.



Рисунок 7.5. – Двухлинзовый компенсатор

### Сильфонные компенсаторы

Сильфонные компенсаторы (рисунок 7.6) обеспечивают надежную и эффективную защиту трубопроводов от статистических и динамических нагрузок, возникающих при деформациях, вибрации и гидроударе.



*а* – внешний вид; *б* – односекционный компенсатор; *в* – двухсекционный компенсатор

Рисунок 7.6. – Сильфонный компенсатор

При изготовлении сильфонов из нержавеющей стали они способны работать с температурами рабочих сред от «абсолютного нуля» до 1000 °С и воспринимать рабочие давления от вакуума до 10 МПа в зависимости от конструкции и условий работы.

Основной частью сильфонного компенсатора является сильфон – упругая гофрированная металлическая оболочка. В зависимости от особенностей конструкции сильфонные компенсаторы могут быть ориентированы на восприятие осевых, угловых или сдвиговых деформаций. При наличии больших деформаций используются двухсекционные конструкции (см. рисунок 7.6, в).

### П-образные компенсаторы

П-образные компенсаторы (рисунок 7.7) можно применять для технологических трубопроводов всех категорий. Их изготавливают либо гнутыми из цельных труб, либо с использованием гнутых, крутоизогнутых или сварных отводов. П-образные компенсаторы обычно устанавливаются горизонтально, но при ограниченной площади их можно размещать и вертикально. Для П-образных компенсаторов характерны большие габариты, необходимость строительства дополнительных направляющих опор. Стоимость П-образных компенсаторов, особенно больших диаметров, достаточно высока.

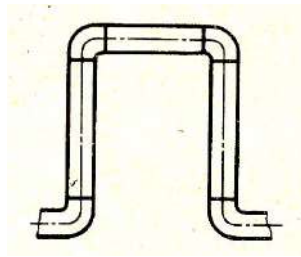


Рисунок 7.7. – П-образный компенсатор

Расчет П-образных компенсаторов следует производить в соответствии с требованиями СНиП 2.05.06-85.

## 7.4. Трубопроводная арматура

Управление потоками в трубопроводных системах осуществляется с использованием устройств, объединенных общим названием «трубопроводная арматура». В зависимости от назначения арматуру разделяют на следующие группы

- запорная – предназначена для перекрытия потока среды;
- регулирующая – для автоматического регулирования расхода или давления в системах управления процессами;
- предохранительная – обеспечивает частичный сброс среды из системы при повышении давления сверх допустимого;
- отсечная – предотвращает создание обратного потока среды;
- фазоразделительная – для удаления конденсата из паропроводов.

Конструкции элементов, перекрывающих поток, в запорной и регулирующей арматуре одинаковы, но регулирующая арматура работает под управлением автоматики,

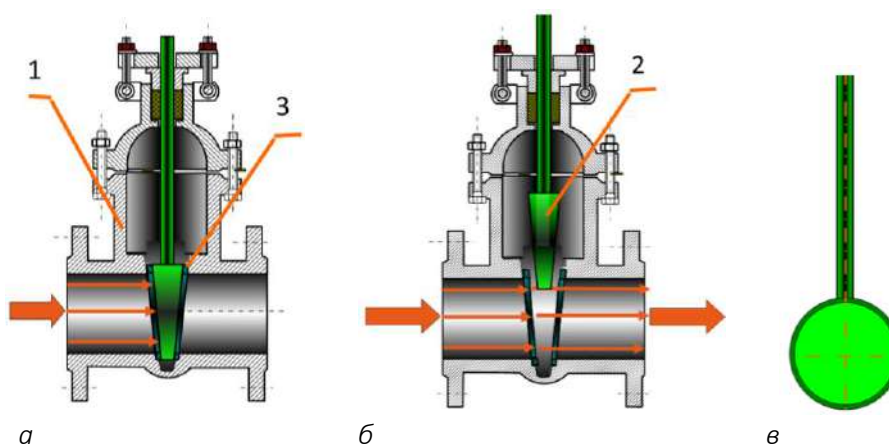
обеспечивающей «обратную связь» технологических потоков по результатам характеристик технологического процесса.

Трубопроводная арматура, в зависимости от перемещаемых веществ и давлений, из условий обеспечения норм герметичности делится на три класса: А, В и С. Класс герметичности выбирается по нормативной литературе.

К типовой запорной и регулирующей арматуре нефтеперерабатывающих заводов относят: задвижки, вентили, краны и заслонки.

### Задвижки

Задвижки (рисунок 7.8), являются одним из наиболее распространенных типов трубопроводной арматуры, устанавливаемой на технологических и магистральных трубопроводах с диаметрами условных проходов от 50 до 2000 мм при рабочих давлениях 4 – 200 кгс/см<sup>2</sup> и температурах среды до 450 градусов.



*а* – в закрытом положении; *б* – в открытом положении;  
*в* – клиновидный диск, вид слева

Рисунок 7.8. – Задвижка клиновая

Запирающий элемент в задвижках представляет собой в большинстве случаев диск клиновидной формы 2, который перемещается возвратно-поступательно в корпусе 1. Герметичность обеспечивается тщательной подгонкой кольцевой привалочной поверхности на диске и седла 3, смонтированного в корпусе 1.

К достоинствам задвижек следует отнести малое гидравлическое сопротивление и плавное регулирование потока, исключающее гидравлический удар. Задвижки при работе в агрессивной среде имеют следующие недостатки:

- неудовлетворительная герметичность из-за недостаточно надежных уплотнений;
- недостаточный срок безотказной работы; сложность экстренного перекрытия трубопровода в аварийной ситуации в случае налипания или попадания твердых частиц в седло;
- сильное абразивное изнашивание в промежуточном положении затвора, когда диск частично перекрывает сечение седла.

При больших давлениях или диаметрах на диск закрытой задвижки действует большое усилие. Поэтому для выравнивания давления до и после диска задвижки

устанавливают байпас небольшого диаметра с небольшой задвижкой (рисунок 7.9). Сначала открывают задвижку байпаса, а после выравнивания давления – основную.

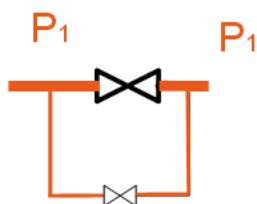


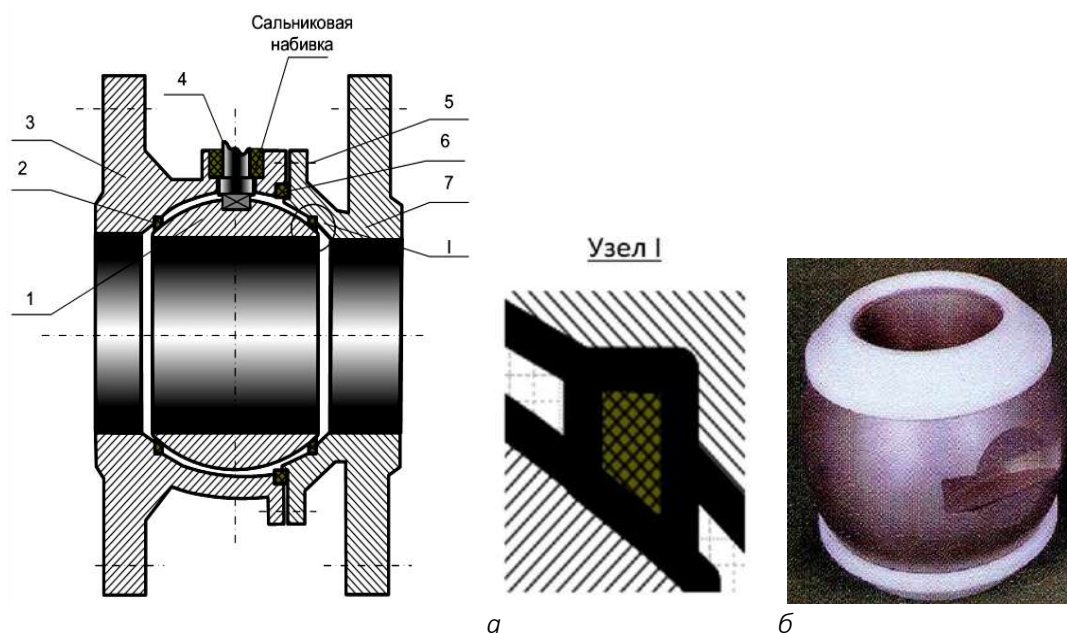
Рисунок 7.9. – Байпас потока, обеспечивающий малые усилия при открывании основной задвижки

## Краны

Кранами называют арматуру с затворами в виде тела вращения, имеющего сквозное отверстие. Затвор может поворачиваться вокруг своей оси, расположенной перпендикулярно оси трубопровода.

Краны обладают высокой герметичностью. По сравнению с задвижками габаритные размеры и гидравлическое сопротивление кранов меньше, они обеспечивают быстрое перекрытие потоков. Недостатки кранов: трудность проворачивания при больших диаметрах, возможность заедания при высоких температурах, меньшая плавность регулировки.

В настоящее время большое распространение на промышленных трубопроводах получили шаровые краны (рисунок 7.10).



*а* – сечение; *б* – внешний вид шара с прокладками

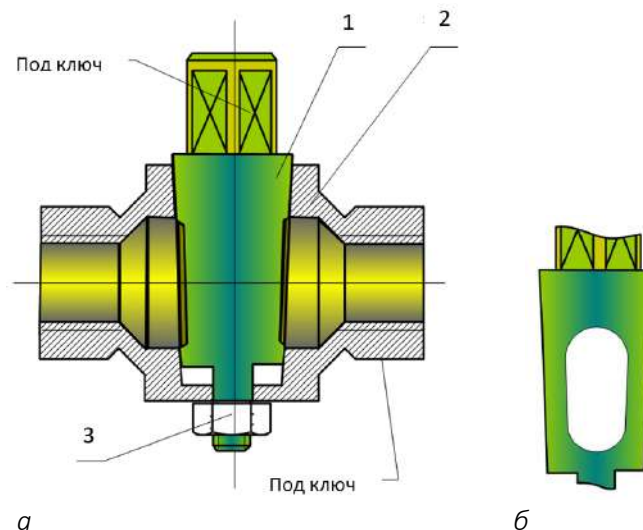
Рисунок 7.10. – Кран шаровой

Данный тип кранов имеет затвор в форме шара 1, установленного в корпусе 3. Корпус закрывается крышкой 7. Герметизация шара и корпуса осуществляется при помощи

прокладок 2 (фторопласт, тефлон), имеющих сферическую поверхность, соприкасающуюся с шаром. Герметизация корпуса и крышки осуществляется прокладками 6, сжимаемыми шпильками 5. Вал привода шара 4 герметизируется при помощи сальникового уплотнения.

Максимальные параметры:  $D_u$  до 1400 мм и  $P_y$  до 45 МПа. При больших размерах снабжаются пневмо- или электроприводом для облегчения поворота шара. Для этой же цели кран снабжают обводной линией, позволяющей во время открывания выровнять давление по обе стороны шара. При диаметре 1400 мм и давлении 12 МПа вес шарового крана 23 000 кг.

Конструкция пробкового крана представлена на рисунке 7.11. Затвор (пробка) имеет вид усеченного конуса. Герметизация между пробкой 1 и корпусом 2 обеспечивается за счет гайки 3, установленной в нижней части корпуса. Полное перекрытие потока происходит при повороте затвора на  $90^\circ$ . Поскольку поворот можно выполнить достаточно быстро, то это может приводить к гидравлическим ударам и, соответственно, к разрушению элементов оборудования.



***a* – сечение; *b* – вид на пробку слева**

**Рисунок 7.11. – Кран с конусной пробкой**

К недостаткам относят прилипание пробки к корпусу при длительной эксплуатации без вращения. Особенно это заметно при высоких температурах. К достоинствам относят малое гидравлическое сопротивление и малые габариты.

В зависимости от особенностей конструкции могут работать при давлении до 1,6 МПа,  $D_y$  200 мм. При больших размерах кран снабжают червячным редуктором для облегчения поворота пробки. Существуют конусные краны с паровым обогревом корпуса.

### **Вентили (клапан)**

Запорные вентили (рисунок 7.12) служат для герметичного перекрытия трубопроводов и изменения расхода среды. Вентили довольно просты в изготовлении, т.к. их

уплотнительные поверхности более доступны для обработки. Для того чтобы открыть вентиль, его клапан нужно поднять на высоту, в 4 раза меньшую, чем диск задвижки. Полное открытие потока достигается при поднятии клапана на высоту  $0,25D_y$ .

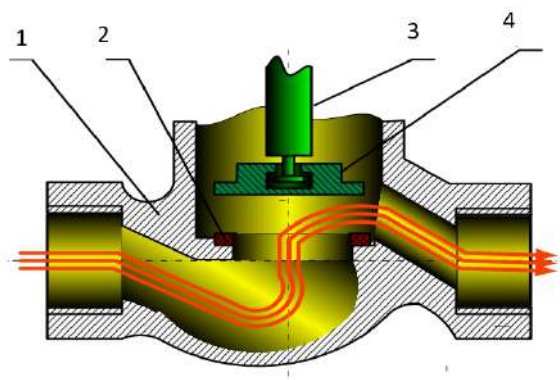


Рисунок 7.12. – Вентиль

Конструктивно вентили делятся на дисковые и игольчатые (на рисунке не показан). Последние применяются для точного дозирования потока при больших давлениях. При любой конструкции вентиль жидкость должна подаваться под клапан 4, т.к. это облегчает открывание вентиль. Герметизирующая прокладка 2 может устанавливаться как на клапане, так и непосредственно в корпусе 1. Подъем золотника осуществляется при помощи штока 3.

Изготавливаются вентили обычно диаметром до 250 мм и давлением до 1,6 МПа.

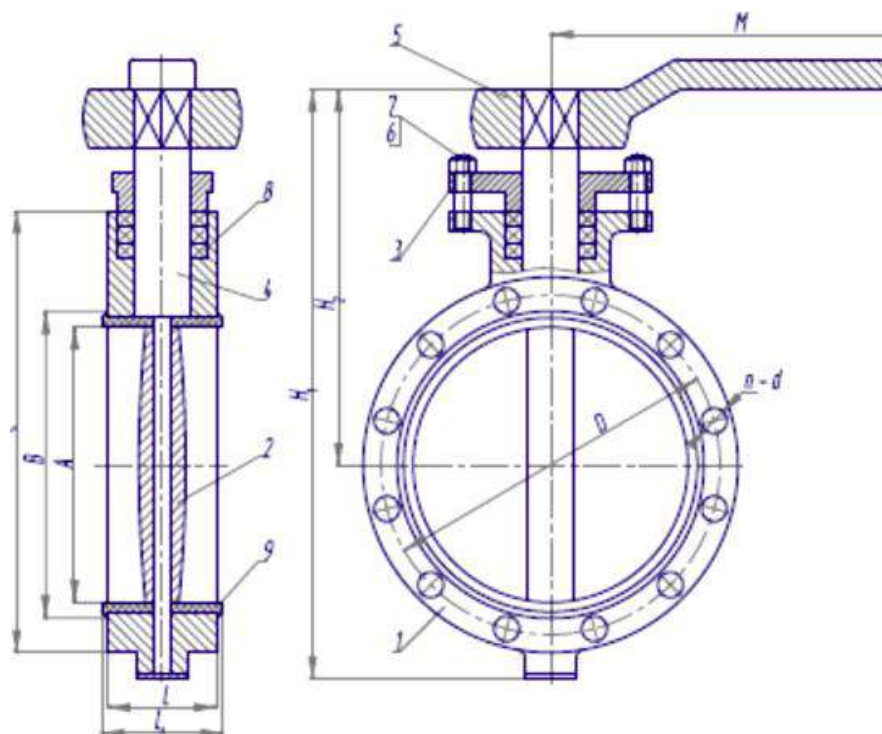
К недостаткам вентилей следует отнести большое гидравлическое сопротивление и течение среды только в одном направлении.

### Дисковые заслонки

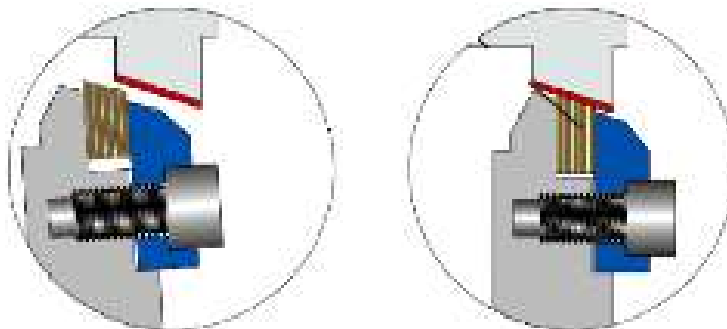
Запорным элементом здесь служит диск 2 (рисунок 7.13), который устанавливается внутри корпуса 9. Перекрытие потока осуществляется поворотом диска на  $90^\circ$ . Для герметизации запорного органа применяются металлические или мягкие (резина, фторопласт) уплотнительные кольца. Уплотнение приводного вала 4 осуществляется при помощи сальниковой набивки 8, сжимаемой крепежом 6, 7 и нажимной втулкой 3. Заслонки крепятся на трубопроводе при помощи фланцев 1. Для обеспечения герметичности внутренняя поверхность заслонки и диск могут покрываться резиной или пластмассой. Серийно заслонки выпускаются для трубопроводов с условными диаметрами от 40 до 2400 мм, давление – от 6 до 100 МПа, температурный диапазон – от  $-196$  до  $550$  °С.

Управление заслонками может осуществляться как вручную (рукоятка 5), так и при помощи электро-, пневмо- или гидропривода.

Достоинствами заслонок являются: минимальная длина вдоль трубопровода, малая металлоемкость, простота конструкции, небольшое число деталей и относительно низкая стоимость. Недостатки: пониженная герметичность и большие крутящие моменты на валу, необходимые для управления заслонками с большими условными диаметрами.



а



Перед закрытием

После закрытия

б

а – чертеж; б – вариант уплотнения зазора между диском и корпусом

Рисунок 7.13. – Дискосая заслонка

Основные параметры заслонок регламентированы ГОСТ 12521-77\* и ГОСТ 25923-83\*.

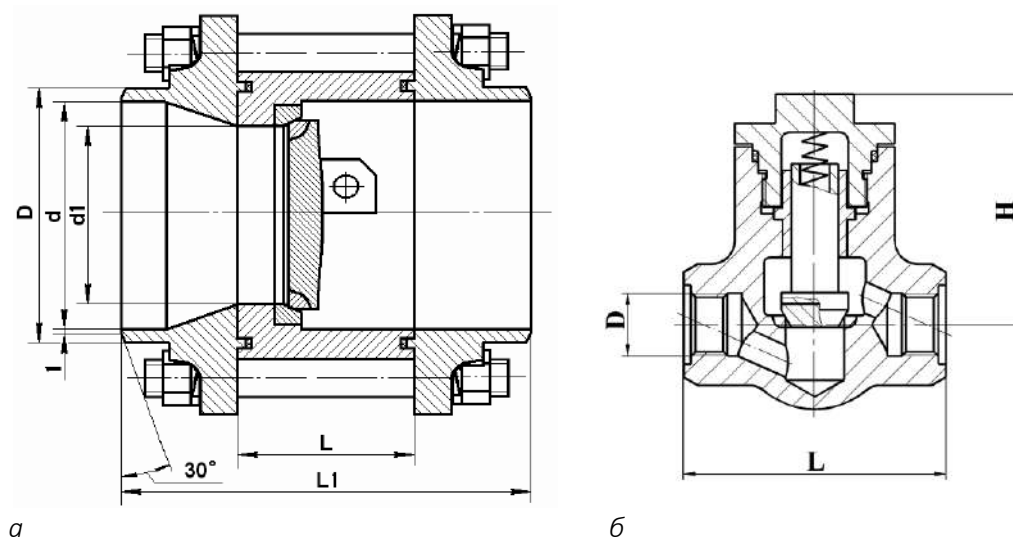
### Обратные клапаны

Обратные клапаны предназначены для предотвращения обратного потока рабочей среды на технологических линиях с жидкими, газообразными, в т.ч. агрессивными, средами. Например, их устанавливают на нагнетательных линиях насосов.

По конструкции обратные клапаны бывают поворотными (рисунок 7.14, а) и подъемными (рисунок 7.14, б).

Обратные клапаны следует устанавливать на горизонтальных участках трубопроводов. Открытие клапана осуществляется движущимся потоком среды в трубопроводе.

При остановке движения потока клапан закрывается под собственным весом или под действием пружины (рисунок 7.14, б).



*а* – поворотный; *б* – подъемный

Рисунок 7.14. – Обратные клапаны

### Конденсатоотводчики

Конденсатоотводчики относятся к фазоразделительной арматуре и предназначены для вывода из системы конденсата, образующегося в паропроводах и теплообменниках. Конденсат выпускается постоянно или периодически по мере его накопления в системе.

Эксплуатационные свойства в основном определяются удобством эксплуатации и сохранением параметров работы конденсатоотводчика при длительном его использовании, герметичностью соединения и безотказностью в работе.

Конденсатоотводчики устанавливаются в самых низких точках или в местах естественного дренажа:

- перед восходящими стояками;
- в конце главных паропроводов;
- перед расширяющимися переходниками;
- перед клапанами регуляторами.

В промышленности используется большое количество конструкций конденсатоотводчиков. Рассмотрим наиболее часто встречающиеся на наших заводах.

Конденсатоотводчик с «опрокинутым» поплавком показан на рисунке 7.15.

Поплавок 1 представляет собой полый цилиндр, открытый снизу. Действуя своим весом на рычаг 2, он открывает клапан 3. Пока поплавок находится в конденсате, идет выпуск конденсата через открытое отверстие клапана. Пар, поступающий в поплавок, поднимает его и таким образом закрывает выпускной клапан. При новом поступлении конденсата пар выжмется через малое отверстие 4 в верхнем доньшке, и поплавок снова опустится. Потери пара через малое отверстие незначительны.

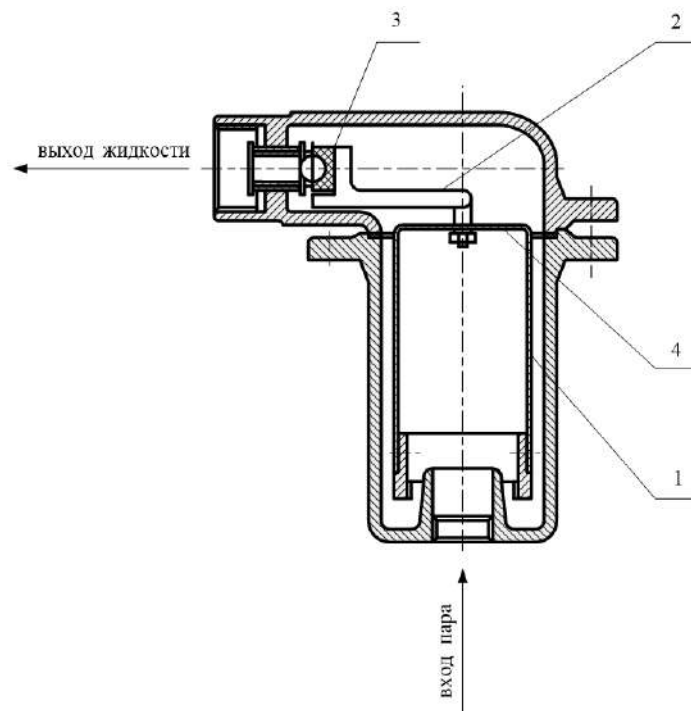


Рисунок 7.15. – Конденсатоотводчик с «опрокинутым» поплавком

Конденсатоотводчик термостатический с сильфоном показан на рисунке 7.16.

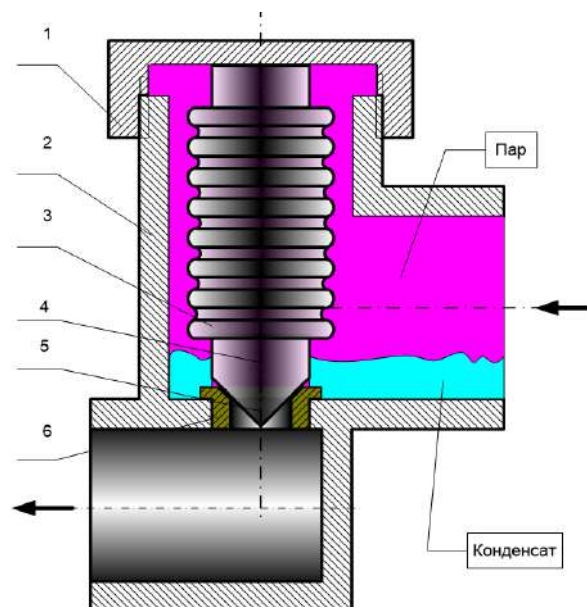


Рисунок 7.16. – Конденсатоотводчик термостатический

Действие термостатических конденсатоотводчиков основано на использовании разности температур конденсата и свежего пара. Для приведения в действие конденсатоотводчиков используется способность жидкостей испаряться при температуре

пара и занимать во много раз больший объем, чем в жидком состоянии при температуре конденсата.

При нахождении пара в конденсатоотводчике, залитая в сиффон 3 жидкость испаряется, создавая давление. Сиффон 3, удлиняясь, с помощью конусного затвора 5 перекрывает отверстие в седле 6, установленном в корпусе 2. Когда в корпусе накопится конденсат, температура снизится, пар конденсируется, давление внутри сиффона упадет. В связи с чем сиффон сожмется и откроет отверстие для выхода конденсата.

### Дополнительная литература

1. Детали трубопроводов бесшовные приварные из углеродистой и низколегированной стали. Общие технические условия : ГОСТ 17380-2001. – Взамен ГОСТ 17380-83 ; введ. 01. 11 2001. – М. : Стандартиформ, 2002. – 47 с.
2. Гуревич, Д.Ф. Трубопроводная арматура : справоч. пособие / Д.Ф. Гуревич. – М. : Машиностроение, 1981. – 426 с.

## Алфавитный указатель

### А

Аппараты воздушного охлаждения, 130, 134

### Б

брызгоотбойник, 138

### В

верхний пояс, 172  
витой теплообменник, 117

### Г

газодинамические уплотнения, 87  
гидравлически разгруженные (уравновешенные, сбалансированные) торцевые уплотнения, 82  
гидрозатвор, 146, 147  
горелка газовая инжекционная с настильным пламенем, 181  
горелка газовая панельная (беспламенная), 183  
горелка газовая с настильным пламенем, 182  
горелка газожидкостная парового распыливания, дутьевая, 183  
горелочное устройство, 180  
грундбукса, 77

### Д

движущая сила процесса, 136  
двойные торцевые уплотнения, 83  
диаграмма растяжения, 19  
дисковая заслонка, 195  
допускаемые напряжения, 21, 47

### З

затвор, 192  
закладное кольцо, 112  
запас прочности по длительной прочности, 21  
запас прочности по пределу ползучести, 21  
запас прочности по пределу прочности, 21  
запас прочности по пределу текучести, 21  
запирающая жидкость, 77  
запорный вентиль, 194  
затвор высокого давления, 60  
змеевик, 102, 119

### И

избыточный металл, 37

### К

кожухопластинчатый теплообменник, 125  
кожухопластинчатый теплообменник с цилиндрическим корпусом, 126  
кожухотрубчатые теплообменные аппараты, 105  
колонный аппарат, 137  
конденсатоотводчик, 197  
коническое днище, 56  
коробчатая печь, 172  
коэффициент гидравлической нагрузки, 82, 83  
коэффициент массопередачи, 136, 157  
коэффициент оребрения, 133  
коэффициент толстостенности, 51  
коэффициент формы, 57, 58  
краевая перерезывающая сила, 33  
краевой момент, 33  
краевые напряжения, 32, 33, 34, 53, 54, 56, 68, 70  
кран, 193  
кривые ползучести, 20

### Л

лабиринтное уплотнение, 94  
линзовый компенсатор, 115, 190

### М

манжетные уплотнения, 90  
меридиан, 25  
меридиональное сечение, 25  
многосливные тарелки, 146

### Н

набивка, 77, 78, 190, 195  
накладное кольцо, 36  
наружное избыточное давление, 38  
наружный змеевик, 102  
насадка, 153  
насадочная колонна, 151, 154  
неподвижная трубная решетка, 107  
несущая способность тонкостенных листов, 24  
нижний пояс, 146, 149, 165, 172  
нормальное сечение, 25

### О

обратный клапан, 196, 197  
огнеупорные бетоны, 174  
одинарное уплотнение, 80  
опорная рама, 144  
опорная решетка, 151, 154  
опоры, 63, 64, 65, 66, 113, 170, 186, 187, 191

опоры вертикально подвешенных аппаратов, 63  
опоры вертикально стоящих аппаратов, 64  
опоры горизонтальных аппаратов, 66  
опоры колонных аппаратов, 64  
оробрение труб, 133  
отбойная пластина, 111  
отбойный лист, 165  
отвод, 187

## П

переточная трубка, 147  
переход, 187, 188  
перфорация, 148  
печь с излучающими стенами, 183  
пластинчатый теплообменник, 120, 124  
плоская привалочная поверхность, 71, 72  
плоский приварной фланец, 68  
плоское днище, 59  
площадь контакта фаз, 136  
П-образный компенсатор, 191  
полукольцевая струбцина, 112  
полушаровое днище, 54  
поперечная перегородка, 113, 114  
поплавок, 197  
поршневое кольцо, 93, 94  
предел длительной прочности, 21  
предел ползучести, 21  
предел текучести, 19  
предохранительное окно, 180  
прибавка на коррозию, 30  
прибавка на минусовой допуск, 30  
прибавка на технологию изготовления, 30  
привалочная поверхность, 68, 71, 72, 192  
привалочная поверхность выступ–впадина, 72  
привалочная поверхность под овальное  
металлическое кольцо, 72  
привалочная поверхность шип–паз, 73  
прижимная решетка, 156  
пробное давление, 23  
пролет, 175  
прямоточный вихревой элемент, 147  
псевдооживленный слой, 168

## Р

рабочая температура, 23  
рабочее давление, 23  
разборный одноходовой теплообменник, 122  
развальцовка, 108, 110  
разрешенное давление, 24  
распределители жидкости, 152  
распределительная камера, 107  
расчетная длина цилиндров, 41  
расчетная температура, 22  
расчетное давление, 23  
реактор каталитического крекинга, 168  
реактор с аксиальным вводом, 164

реактор с неподвижным слоем катализатора, 162  
реактор с радиальным вводом продукта, 163  
роторно-дисковый экстрактор, 159, 160  
рубашка, 104

## С

сальниковые уплотнения, 77  
сальниковый компенсатор, 189  
сварочные напряжения, 42, 43  
свободный фланец, 70  
сильфонные торцевые уплотнения, 86  
сильфонный компенсатор, 190  
ситчатая экстракционная колонна, 158  
сливная планка, 143  
сливной карман, 140, 143  
сливная перегородка, 146  
смотровое окно, 179  
собирающее устройство, 155  
спирально-навитая прокладка, 75  
спиральный теплообменник, 127, 129  
срединная поверхность, 25  
средняя движущая сила, 135

## Т

теплообменник жесткого типа, 115  
теплообменник с плавающей головкой, 105  
теплообменник с плавающей головкой, 105, 107  
теплообменные пластины, 123  
толстостенные оболочки, 47  
толщина конической оболочки, 30  
толщина стенки днища эллиптического, 53, 57, 74  
торосферическое днище, 54  
тройник, 188  
трубопроводная арматура, 191  
трубчатая печь, 170, 185  
трубы, 24, 46, 68, 70, 71, 72, 98, 101, 102, 103, 107, 108,  
110, 111, 113, 114, 115, 117, 118, 120, 122, 130, 132,  
133, 146, 152, 165, 166, 168, 170, 172, 177, 178, 179,  
180, 186, 187, 191

## У

уравнение Лапласа, 27  
уравнение равновесия зоны (части) оболочки, 28  
уравнение равновесия элемента, 27  
усилия осевого сжатия, 41  
условия прочности, 22  
условное давление, 23  
условный диаметр, 24  
условный предел текучести, 19  
утолщенный штуцер, 35, 37  
утолщенный штуцер с тороидальным переходом, 36

## Ф

фарфоровые шары, 163, 164

фланец на закладном кольце, 70  
фланец на отбортовке, 70  
фланец на резьбе, 71  
фланец, приваренный встык, 69  
фланцевое соединение, 68

## **Ц**

цилиндрическая отбортовка, 55

## **Ш**

шариковый движущийся катализатор, 165

шаровой кран, 193  
шпилька, 73, 144, 145, 181  
штуцер ввода жидкости, 139  
штуцер ввода парожидкостной смеси, 142  
штуцер вывода, 140

## **Э**

эквивалентное напряжение, 21, 22  
экстрактор с коалесцирующими вставками, 160, 161  
эллиптическое днище, 52