

**О.К. Семакина**

# **МАШИНЫ И АППАРАТЫ**

**ХИМИЧЕСКИХ,  
НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ  
И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ**



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

**О.К. Семакина**

**МАШИНЫ И АППАРАТЫ ХИМИЧЕСКИХ,  
НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ  
ПРОИЗВОДСТВ**

*Рекомендовано в качестве учебного пособия  
Редакционно-издательским советом  
Томского политехнического университета*

Издательство  
Томского политехнического университета  
2016

УДК 665.63.02(075.8)

ББК 34.724.5я73

С30

С30

**Семакина О.К.**

Машины и аппараты химических, нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств: учебное пособие / О.К. Семакина; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. – 160 с.

В предлагаемом учебном пособии описаны основные разделы, включенные в программу дисциплины «Машины и аппараты химических, нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств»: теплообменные и массообменные аппараты, установки для выпаривания и сушки материалов.

Пособие подготовлено на кафедре общей химии и химической технологии ТПУ и предназначено для студентов, обучающихся по профилю «Машины и аппараты химических производств» в рамках направления 18.03.01 «Химическая технология».

УДК 665.63.02(075.8)

ББК 34.724.5я73

*Рецензенты*

Доктор технических наук, профессор  
Северского технологического института  
Национального исследовательского ядерного университета МИФИ  
*А.Я. Сваровский*

Кандидат технических наук  
Генеральный директор ЗАО «НПК «Полимер-Компаунд»  
*А.Е. Чернов*

© ФГАОУВО НИ ТПУ, 2016

© Семакина О.К., 2016

© Обложка. Издательство Томского  
политехнического университета, 2016

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>5</b>
<b>1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ.....</b>	<b>6</b>
<b>1.1. Классификация и свойства теплоносителей.....</b>	<b>6</b>
<b>1.2. Классификация и основные типы теплообменников.....</b>	<b>9</b>
<b>1.3. Кожухотрубчатые теплообменники.....</b>	<b>10</b>
1.3.1. Теплообменники с неподвижными трубными решетками (тип Н).....	11
1.3.2. Теплообменники с температурным компенсатором на кожухе (тип К).....	15
1.3.3. Теплообменники с U-образными трубами (тип У).....	17
1.3.4. Теплообменные аппараты с плавающей головкой (тип П).....	19
<b>1.4. Элементы кожухотрубчатых теплообменных аппаратов.....</b>	<b>21</b>
<b>1.5. Расчет теплообменных кожухотрубчатых аппаратов.....</b>	<b>27</b>
1.5.1. Конструктивный расчет теплообменников.....	27
1.5.2. Механический расчет теплообменников.....	29
1.5.2.1. Определение температурных напряжений в трубах и корпусе.....	29
1.5.2.2. Определение деформаций под действием давления.....	33
1.5.2.3. Расчет развальцовочного соединения.....	35
1.5.2.4. Расчет трубных решеток.....	37
1.5.3. Гидравлический расчет.....	41
1.5.4. Интенсификация процесса теплообмена в кожухотрубчатых теплообменниках.....	42
<b>1.6. Теплообменные аппараты типа «труба в трубе».....</b>	<b>46</b>
<b>1.7. Аппараты воздушного охлаждения.....</b>	<b>48</b>
<b>1.8. Оросительные теплообменники.....</b>	<b>50</b>
<b>1.9. Погружные змеевиковые теплообменники.....</b>	<b>50</b>
<b>1.10. Витые теплообменники.....</b>	<b>51</b>
<b>1.11. Аппараты с поверхностью теплообмена, изготовленной из листового                 материала.....</b>	<b>52</b>
1.11.1. Пластинчатые теплообменники.....	52
1.11.2. Спиральные теплообменники.....	59
<b>1.12. Циклонные теплообменники.....</b>	<b>61</b>
<b>1.13. Теплообменники из неметаллических материалов.....</b>	<b>62</b>
1.13.1. Блочные графитовые теплообменники.....	64
1.13.2. Теплообменники из стекла.....	67
1.13.3. Оборудование из керамических материалов.....	67
1.13.4. Оборудование с эмалированной поверхностью.....	68
1.13.5. Оборудование из пластмасс.....	69
<b>2. МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ.....</b>	<b>71</b>
<b>2.1. Тарельчатые массообменные аппараты.....</b>	<b>71</b>
2.1.1. Колпачковые тарелки с капсульными колпачками.....	75
2.1.2. Тарелки с S-образными элементами.....	79
2.1.3. Ситчатые тарелки с отбойными элементами.....	80
2.1.4. Решетчатые тарелки провального типа.....	82
2.1.5. Клапанные тарелки.....	83

2.1.6. Струйно-направленные (чешуйчатые) тарелки.....	84
<b>2.2. Насадочные массообменные аппараты.....</b>	<b>86</b>
2.2.1. Типы насадок.....	87
2.2.2. Устройства для распределения жидкости и пара в насадочных колоннах.....	93
2.2.3. Отбойные устройства.....	95
<b>2.3. Экстракционные аппараты для систем жидкость-жидкость.....</b>	<b>96</b>
<b>2.4. Механический расчет тарелок.....</b>	<b>100</b>
<b>2.5. Расчет опорной обечайки.....</b>	<b>103</b>
<b>3. АППАРАТЫ ДЛЯ СУШКИ МАТЕРИАЛОВ.....</b>	<b>108</b>
3.1. Конвективные аппараты.....	109
3.2. Конвективные барабанные сушилки.....	112
3.3. Аппараты для сушки материала в псевдоожиженном (кипящем) слое.....	116
3.4. Распылительные сушилки.....	118
3.5. Гребковые сушилки.....	121
3.6. Выбор сушильного агента.....	122
<b>4. ВЫПАРНЫЕ АППАРАТЫ.....</b>	<b>124</b>
4.1. Общие положения.....	124
4.2 Однокорпусное выпаривание.....	126
4.2.1. Материальный баланс однокорпусного выпаривания.....	127
4.2.2. Тепловой баланс однокорпусного выпаривания.....	128
4.2.3. Поверхность нагрева .....	129
4.3. Многокорпусное выпаривание.....	130
4.3.1. Схемы многокорпусных вакуум-выпарных установок.....	131
4.3.2. Материальный баланс многокорпусного выпаривания.....	133
4.3.3. Тепловой баланс многокорпусного выпаривания.....	134
4.4. Классификация выпарных аппаратов.....	136
4.5. Конструктивный расчет выпарного аппарата.....	143
4.6. Гидравлический расчет выпарного аппарата.....	146
4.7. Расчет конденсаторов смешения.....	153
4.8. Расчет барометрической трубы.....	157
4.9. Механический расчет выпарного аппарата .....	158
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>159</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Современное химическое предприятие – это сложный комплекс машин и оборудования, в который входят аппараты и машины, предназначенные для химических процессов; емкостное оборудование для хранения жидкостей и газов; трубопроводы; машины для перемещения жидкостей и газов; машины для транспортировки твердых сыпучих продуктов.

Рациональная конструкция машины и аппарата должна удовлетворять производственным, конструктивным и технико-экономическим требованиям, а также технике безопасности. Удовлетворить всем этим требованиям в максимальной степени не всегда возможно, поэтому задача заключается в том, чтобы создать наиболее приемлемую конструкцию, которая отвечала бы техническим условиям.

К этим требованиям относятся:

1. Простота, компактность, надежность и технологичность конструкции с точки зрения удобства и дешевизны изготовления, монтажа, эксплуатации и ремонта; стандартизация узлов и деталей; правильный выбор допусков.

2. Механическая надежность: прочность, жесткость, устойчивость, герметичность и долговечность.

3. Обеспечение требуемого технологического режима:

- а) непрерывность процесса;
- б) соблюдение требуемых параметров;
- в) получение продукта требуемого качества;
- г) устойчивость работы при небольших колебаниях в производстве;
- д) наиболее длительная работа между остановками на ремонт;
- е) удобство обслуживания;
- ж) хорошая регулировка и возможность контроля работы;
- з) механизация и автоматизация процесса;
- и) высокий КПД.

4. Интенсификация процесса, малый вес, малый расход мощности, невысокая стоимость, возможность изготовления аппарата из недефицитных материалов, стойкость против коррозии.

5. Безопасность обслуживания, наличие оградительных устройств и предохранительных клапанов в аппаратах, работающих под давлением, безопасность операций по загрузке и разгрузке.

6. Минимальная стоимость проектирования, изготовления и эксплуатации, удобство перевозки.

7. Соответствие конструкции требованиям Ростехнадзора.

# 1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Неотъемлемая часть любого технологического процесса получения химических продуктов – теплообменные процессы (нагревание, охлаждение, испарение, конденсация). Аппараты или устройства, в которых происходит передача теплоты от одного теплоносителя к другому, называют **теплообменниками**.

Теплообменные аппараты предназначены для проведения процессов теплообмена при необходимости нагревания или охлаждения технологической среды с целью ее обработки или утилизации теплоты.

Теплообменная аппаратура составляет весьма значительную часть технологического оборудования в химической и смежных отраслях промышленности. Удельный вес теплообменного оборудования на предприятиях химической промышленности составляет в среднем 15–18 %, в нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности – 50 %. Значительный объем теплообменного оборудования на химических предприятиях объясняется тем, что почти все основные процессы химической технологии связаны с необходимостью подвода или отвода теплоты.

## 1.1. Классификация и свойства теплоносителей

Тепловые процессы протекают при взаимодействии не менее чем двух сред с различными температурами, причем теплота переходит от среды с большей температурой к среде с меньшей температурой (без затраты работы). Движущиеся среды, участвующие в переносе теплоты, называются **теплоносителями**.

Выбор теплоносителей для осуществления теплообмена в аппаратах определяется рядом условий: назначением и характером теплового процесса (нагревание, охлаждение, испарение, конденсация); конструкцией теплообменного аппарата; теплофизическими, химическими и эксплуатационными свойствами теплоносителей; экономическими соображениями и т.д.

Теплоносители, используемые в теплообменных аппаратах и энергетических установках, разделяются по агрегатному состоянию на твердые, жидкие и газообразные.

**Твердые теплоносители** применяются в высокотемпературных процессах нефтеперерабатывающей, металлургической и других отраслях промышленности для нагрева газов, перегрева водяного пара и паров органических жидкостей до температур 1000–2000 °С. Они выпускаются в виде шариков диаметром 8–12 мм или более мелких зернистых

фракций, изготовленных из стали, чугуна, кремнезема, каолина, окислов алюминия, магния, циркона и пр. Твердые жаростойкие теплоносители получили применение в теплообменниках с неподвижным, падающим или псевдокипящим слоем.

К **жидким теплоносителям** относятся обычная и тяжелая вода, минеральные масла, дифенил, кремнийорганические соединения, расплавы металлов, сплавов и солей.

К **газовым теплоносителям** относятся воздух, дымовые газы, азот, углекислый газ, двуокись серы, водород, гелий, а также пары воды.

При температурах, превышающих 2000 °С, применяются ионизированные газы – так называемая низкотемпературная плазма.

При температурах ниже окружающей среды и ниже 0 °С применяются хладоносители и хладоагенты (водные растворы солей щелочных металлов, аммиак, углеводороды, хладоны и др.), а при очень низких температурах – криогенные жидкости (жидкие азот, кислород, воздух, гелий).

Свойства теплоносителей многообразны и имеют большое значение при проектировании и организации теплотехнического процесса. Поэтому при выборе теплоносителей следует учитывать наиболее важные их технологические свойства. К теплофизическим свойствам теплоносителей относятся плотность, теплоемкость, теплопроводность, теплота парообразования, температура кипения, температура плавления.

Теплоносители, обладающие большой **плотностью**, как правило, дают возможность переносить теплоту в больших количествах при малых собственных температурных перепадах. Для них не требуется больших проходных сечений каналов в аппаратах и трубопроводах, невелики емкости для их хранения. С этой точки зрения газы наименее пригодны как теплоносители.

Теплоносители с большой **теплоемкостью** аккумулируют много теплоты в малом количестве массы, чем достигается снижение расхода теплоносителя, экономия энергии на его транспорт, уменьшение затрат на трубопроводы и емкости для хранения. Вода, обладающая большой теплоемкостью, выгодно отличается от других жидкостей, металлов и газов.

**Коэффициент теплопроводности** теплоносителей существенно влияет на коэффициент теплоотдачи в теплообменном аппарате. Чем выше коэффициент теплопроводности, тем больше коэффициент теплоотдачи на стороне этого теплоносителя. Поэтому жидкие металлы превосходят по теплоотдаче жидкости и газы.



**Теплота парообразования (испарения)** имеет важное значение при теплообмене с фазовым превращением, ее величина определяет расход теплоносителя.

**Температура кипения** теплоносителя определяет его давление в процессе передачи теплоты. Предпочтителен такой теплоноситель, у которого высокая температура кипения, и с повышением температуры кипения давление насыщения паров резко не возрастает. Малые давления паров в теплообменнике позволяют иметь тонкостенные аппараты и трубопроводы, т.е. облегчают и удешевляют теплообменное устройство.

**Температура плавления** теплоносителей должна быть низкой, чтобы в условиях окружающей среды теплоноситель не затвердевал и при остановке теплообменника оставался в жидком состоянии. Если температура плавления превышает 20 °С, то возможно застывание его до твердого состояния при остановке всей технологической системы. Эксплуатация таких систем возможна только при сооружении специальных обогревающих устройств.

Вещества, применяемые в качестве теплоносителей:

- должны быть химически стойкими в широком интервале температур;
- не должны разлагаться, вступать в химические взаимодействия с конструкционными материалами (металлами, смазочными материалами);
- не должны менять своих свойств в контакте с воздухом и водяным паром;
- не должны образовывать взрыво- и пожароопасную смесь при контакте с другими веществами.

При выборе теплоносителей для определенных технологических условий необходимо учитывать такие факторы и свойства, как стабильность теплофизических и химических показателей; удобство хранения; транспортабельность; простота заправки и опорожнения; пожаро- и взрывобезопасность; токсичность; распространенность и простота получения.

**Двухкомпонентные теплоносители.** Для интенсификации теплообмена в технологических аппаратах применяются неподвижные насадки из небольших твердых тел, через которые пропускается охлаждаемая или нагреваемая газовая среда. Таким образом, неподвижная насадка является вторым компонентом, участвующим в теплообмене. Насадка представляет собой пористую керамику, кусочки кокса, кольца Рашига, различные катализаторы в кусках, таблетках и т. д.

В производственной практике имеются тепло-массообменные процессы и аппараты, в которых применяются **трехкомпонентные теплоносители** в виде паровоздушной смеси и активированного угля (силикагеля, катализатора и т. д.).

## 1.2. Классификация и основные типы теплообменников

Теплообменные аппараты можно классифицировать по следующим признакам. **По конструкции:**

1. Аппараты, изготовленные из труб:

а) кожухотрубчатые:

- с неподвижными трубными решетками – ТН;
- с линзовым компенсатором на корпусе – ТК;
- с плавающей головкой – ТП;
- с U-образными трубами – ТУ;
- с витым змеевиковым трубным пучком – ТВ.

б) теплообменники типа «труба в трубе» – ТТ;

в) оросительные – ТО;

г) погружные змеевиковые – ТПЗ;

д) воздушного охлаждения – ТВО;

е) из оребренных труб – ТР.

2. Аппараты, изготовленные из листового материала:

а) пластинчатые:

- разборные – ТПР;
- полуразборные – ТПП;
- сварные неразборные – ТПС.

б) спиральные – ТС;

в) с рубашкой из листа – ТРЛ.

3. Аппараты, изготовленные из неметаллических материалов:

а) с эмалированной поверхностью – ТЭМ;

б) из стекла – ТСТ;

в) из графита – ТГ;

г) из пластмассы, фторопласта – ТФ.

**По назначению:** холодильники, подогреватели, испарители, конденсаторы.

**По направлению движения теплоносителей:** прямоточные, противоточные, перекрестного тока.

В общем выпуске теплообменных аппаратов для химической промышленности около 80 % занимают кожухотрубчатые теплообменники. Эти теплообменники достаточно просты в изготовлении и надежны в эксплуатации и, в то же время, достаточно универсальны, т.е. могут быть использованы для осуществления теплообмена между газами, парами, жидкостями в любом сочетании теплоносителей. Теплообменники типа «труба в трубе» и змеевиковые составляют около 8 %.

Из-за разнообразия требований, предъявляемых к теплообменникам, применяют аппараты самых различных конструкций и типов. Теплообменники различаются по допускаемым давлениям и температурам рабочей среды, а также по материалам, из которых изготовлен аппарат.

Существуют рекомендации общего характера, которыми можно руководствоваться при выборе конструкции теплообменника и схемы движения в нем теплоносителей:

1. При высоком давлении теплоносителей предпочтительнее трубчатые теплообменники. В этом случае в трубное пространство желательно направить теплоноситель с более высоким давлением, поскольку из-за малого диаметра трубы могут выдержать большее давление, чем корпус.

2. Коррозионный теплоноситель в трубчатых теплообменниках целесообразно направлять по трубам, т.к. в этом случае при коррозионном изнашивании не требуется замены корпуса теплообменника.

3. При использовании коррозионных теплоносителей предпочтительнее теплообменные аппараты из полимерных материалов, например из фторопласта, обладающего уникальной коррозионной стойкостью.

4. Если один из теплоносителей загрязнен или дает отложения, то целесообразно направлять его с той стороны теплообмена, которая более доступна для очистки.

5. Для улучшения теплообмена не всегда требуется увеличение скорости теплоносителя (при конденсации паров для улучшения теплообмена необходимо обеспечить хороший отвод конденсата с теплообменной поверхности).

К теплообменникам предъявляют следующие требования:

- а) небольшие габаритные размеры при высокой производительности;
- б) высокий коэффициент теплопередачи;
- в) малое гидравлическое сопротивление;
- г) герметичность со стороны каждой среды;
- д) возможность разборки конструкции и чистки.

### **1.3. Кожухотрубчатые теплообменники**

По ГОСТ 9929 стальные кожухотрубчатые теплообменники изготавливают следующих типов:

- Н – с неподвижными трубными решетками;
- К – с температурным компенсатором на кожухе;
- П – с плавающей головкой;
- У – с U-образными трубами.

Медные кожухотрубчатые аппараты по ГОСТ 11971 изготавливают двух типов (Н и К).

В зависимости от назначения кожухотрубчатые аппараты могут быть теплообменниками, холодильниками, конденсаторами и испарителями. Их изготавливают одно- и многоходовыми. Кожухотрубчатые теплообменники могут иметь поверхность теплообмена от 1 до 5000 м<sup>2</sup>, условное давление в трубном или межтрубном пространстве – от 0,6 до 16 МПа, температура жидких и газообразных сред – от –60 до 600 °С.

Использование стальных кожухотрубчатых теплообменников в химическом производстве составляет: Н – 75 %, К – 15 %, У – 3 %, П – остальное.

### 1.3.1. Теплообменники с неподвижными трубными решетками (тип Н)

Схема теплообменника с неподвижными трубными решетками приведена на рис. 1.1. В кожухе 1 размещен трубный пучок, теплообменные трубы 2 которого развальцованы в трубных решетках 3. Трубная решетка жестко соединена с кожухом. С торцов кожух аппарата закрыт распределительными камерами 4 и 5. Кожух и камеры соединены фланцами.

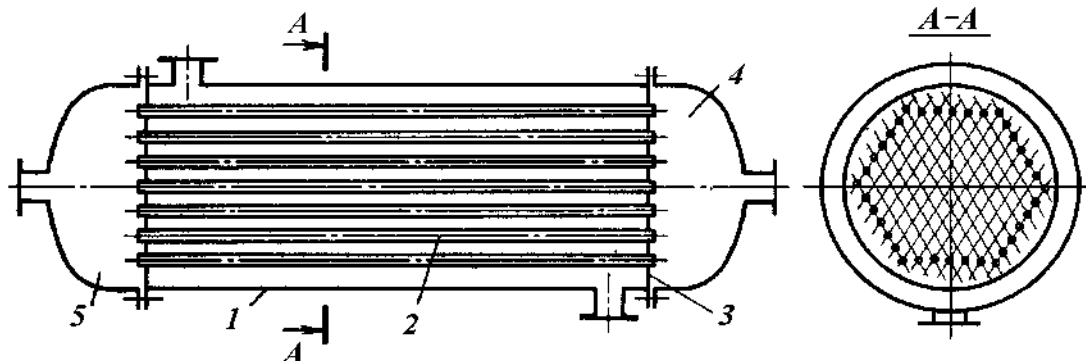


Рис. 1.1. Теплообменник с неподвижной трубной решеткой

Для подвода и отвода рабочих сред (теплоносителей) аппарат снабжен штуцерами. Один из теплоносителей в этих аппаратах движется по трубам, другой – в межтрубном пространстве, ограниченном кожухом и наружной поверхностью труб.

Особенностью аппаратов типа Н является то, что трубы жестко соединены с трубными решетками, а решетки приварены к кожуху. В связи с этим исключена возможность взаимных перемещений труб и кожуха, поэтому аппараты этого типа называют теплообменниками

жесткой конструкции. Некоторые варианты крепления трубных решеток к кожуху в стальных аппаратах приведены на рис. 1.2.

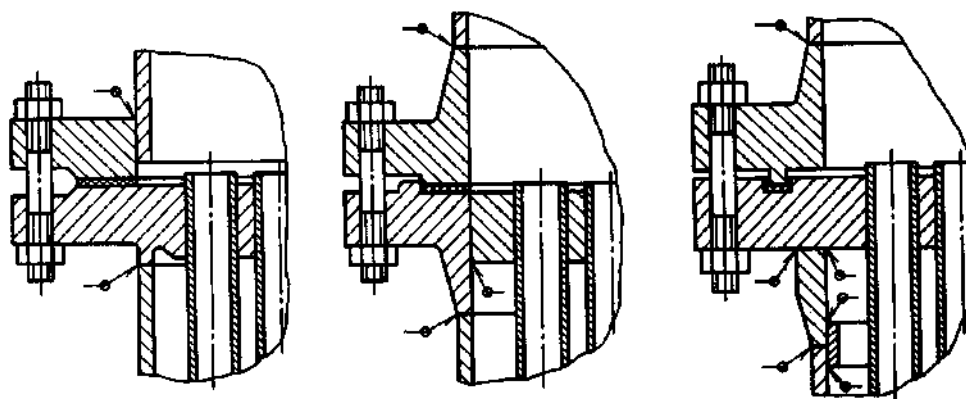


Рис. 1.2. Варианты крепления трубных решеток к кожуху аппарата

Трубы в кожухотрубчатых теплообменниках стараются разместить так, чтобы зазор между внутренней стенкой кожуха и поверхностью, огибающей пучок труб, был минимальным, в противном случае значительная часть теплоносителя может миновать основную поверхность теплообмена. Для уменьшения количества теплоносителя, проходящего между трубным пучком и кожухом, в этом пространстве устанавливают специальные заполнители, например приваренные к кожуху продольные полосы или глухие трубы, которые не проходят через трубные решетки и могут быть непосредственно расположены у внутренней поверхности кожуха (рис. 1.3).

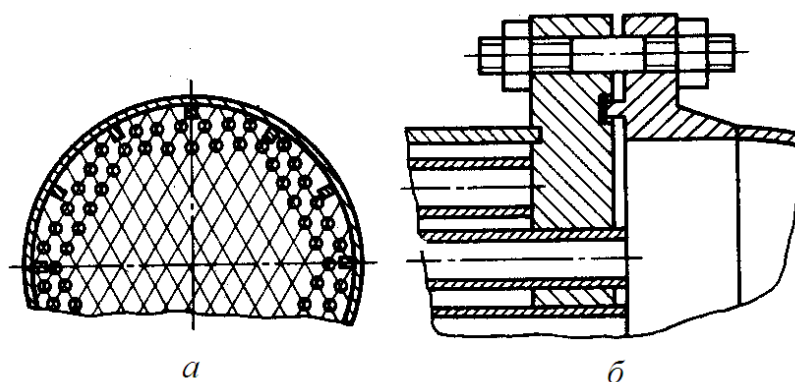


Рис. 1.3. Способы расположения в пространстве между трубным пучком и кожухом полос (а) и заглушенных труб (б)

В кожухотрубчатых теплообменниках для достижения больших коэффициентов теплоотдачи необходимы достаточно высокие скорости теплоносителей: для газов – 8–30 м/с; для жидкостей – не менее 1,5 м/с.

Скорость теплоносителей обеспечивают подбором площади сечения трубного и межтрубного пространства.

Промышленностью выпускаются двух-, четырех- и шестиходовые теплообменники жесткой конструкции.

Двухходовой горизонтальный теплообменник типа Н (рис. 1.4) состоит из цилиндрического сварного кожуха 8, распределительной камеры 11 и двух крышек 4. Трубный пучок образован трубами 7, закрепленными в двух трубных решетках 3, которые приварены к кожуху. Крышки, распределительная камера и кожух соединены фланцами. В крышке и распределительной камере выполнены штуцера для ввода и вывода теплоносителей из трубного (1, 12) и межтрубного (2, 10) пространства. Перегородка 13 образует ходы теплоносителя по трубам. Для герметизации узла перегородки с трубной решеткой использована прокладка 14, уложенная в паз решетки 3.

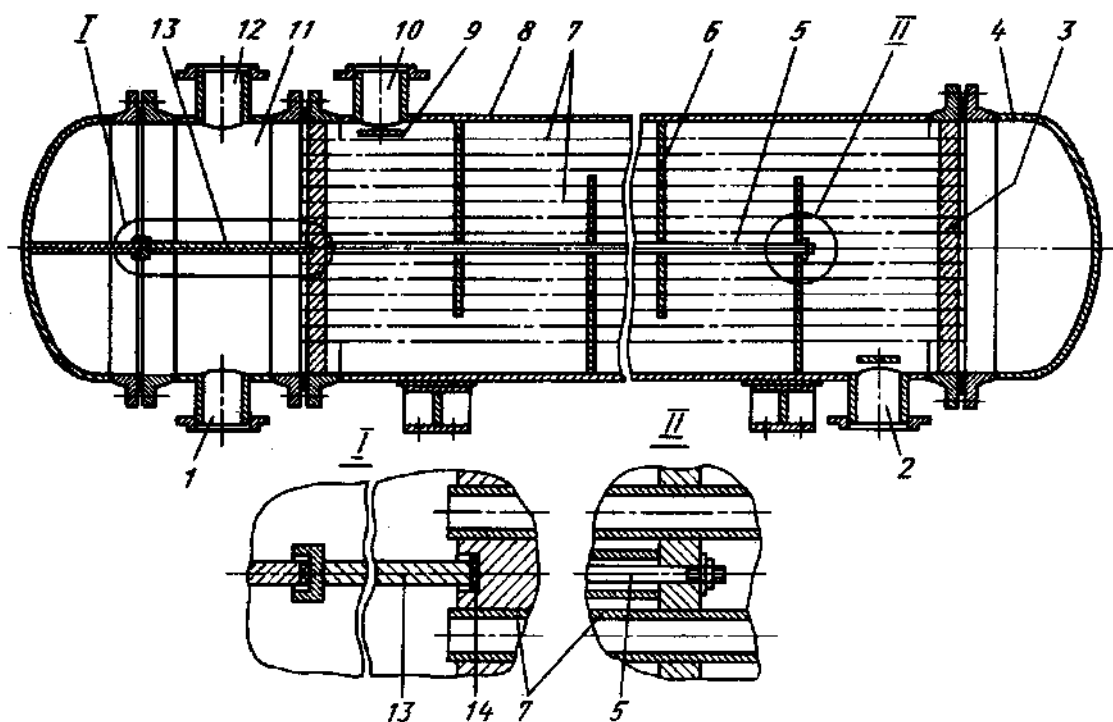


Рис. 1.4. Двухходовой горизонтальный теплообменник с неподвижными решетками

Для увеличения теплоотдачи в межтрубном пространстве установлены поперечные перегородки 6, зафиксированные стяжками 5, обеспечивающие зигзагообразное по длине аппарата движение теплоносителя в межтрубном пространстве. На входе теплообменной среды в межтрубное пространство предусмотрен отбойник 9 – круглая или пря-

моугольная пластина, предохраняющая трубы от местного эрозионного изнашивания.

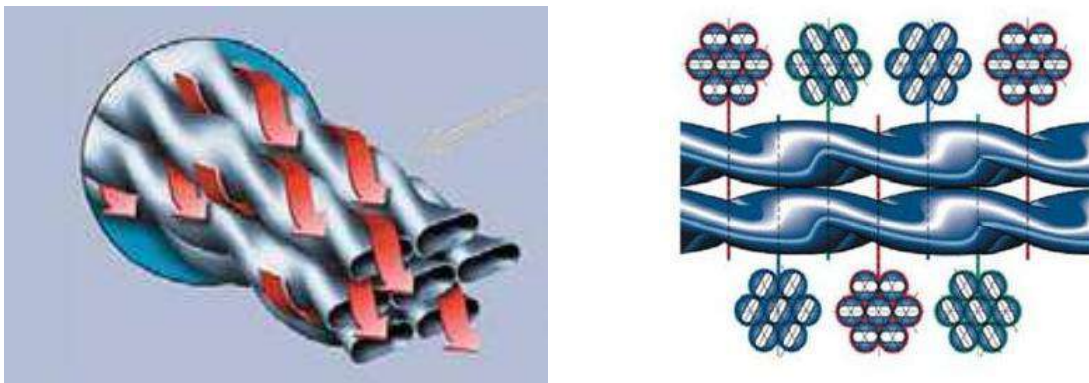
Теплообменники типа Н отличаются простым устройством и сравнительно дешевы, однако им присущи два крупных недостатка.

Во-первых, наружная поверхность труб не может быть очищена от загрязнений механическим способом. Слой отложений или накипи на поверхности труб имеет малый коэффициент теплопроводности и способен существенно ухудшать теплопередачу в аппарате.

Во-вторых, область применения ТА типа Н ограничена возникновением в кожухе и трубах аппарата **температурных напряжений**. Это явление объясняется тем, что кожух и трубы ТА при его работе претерпевают разные температурные деформации, т.к. температура кожуха близка к температуре теплоносителя, циркулирующего в межтрубном пространстве, а температура труб – к температуре теплоносителя с бóльшим коэффициентом теплоотдачи. Разность температурных удлинений возрастает, если кожух и трубки изготовлены из материалов с различными температурными коэффициентами линейного расширения. Возникающие при этом напряжения могут вызвать устойчивые деформации и даже разрушение конструкции.

По этой причине ТА типа Н используют при небольшой разности температур (менее 50 °С) кожуха и труб, при этом возможна самокомпенсация конструкции. Однако серийно выпускаемые ТА рекомендованы для работы при еще меньшей разности температур (менее 30 °С). Для исключения значительных температурных напряжений при пуске аппаратов типа Н сначала направляют теплообменную среду в межтрубное пространство для выравнивания температур кожуха и труб, а затем вводят среду в трубы. Если расчетная разность температур кожуха и труб превышает указанную, то используют ТА с частичной (тип К) или полной (тип У или П) компенсацией температурных напряжений.

В последние годы компания Koch Heat Transfer использует инновационные технологии изготовления витых труб (Twisted tube) для теплообменников (рис. 1.5). Трубки для трубного пучка закручиваются на специальном аппарате, что позволяет создать завихряющийся поток в теплообменнике и прикреплять трубки друг к другу через каждый дюйм. Это позволяет увеличить число трубок по сравнению с обычным кожухотрубчатый теплообменником на 40 % при одинаковом размере кожуха и устранить механические вибрации. Высокая локализованная скорость в трубах позволяет очищать стенки труб, а однородная скорость в межтрубном пространстве значительно снижает загрязнения, вызванные мертвыми зонами.



*Рис. 1.5. Трубный пучок с витыми трубами*

Преимуществом теплообменников с витыми трубками являются: улучшенные термодинамические характеристики, организация противотока теплообмениваемых сред, низкие потери давления, снижение загрязняемости и улучшенная очищаемость, устранение вибрации, отсутствие диафрагм.

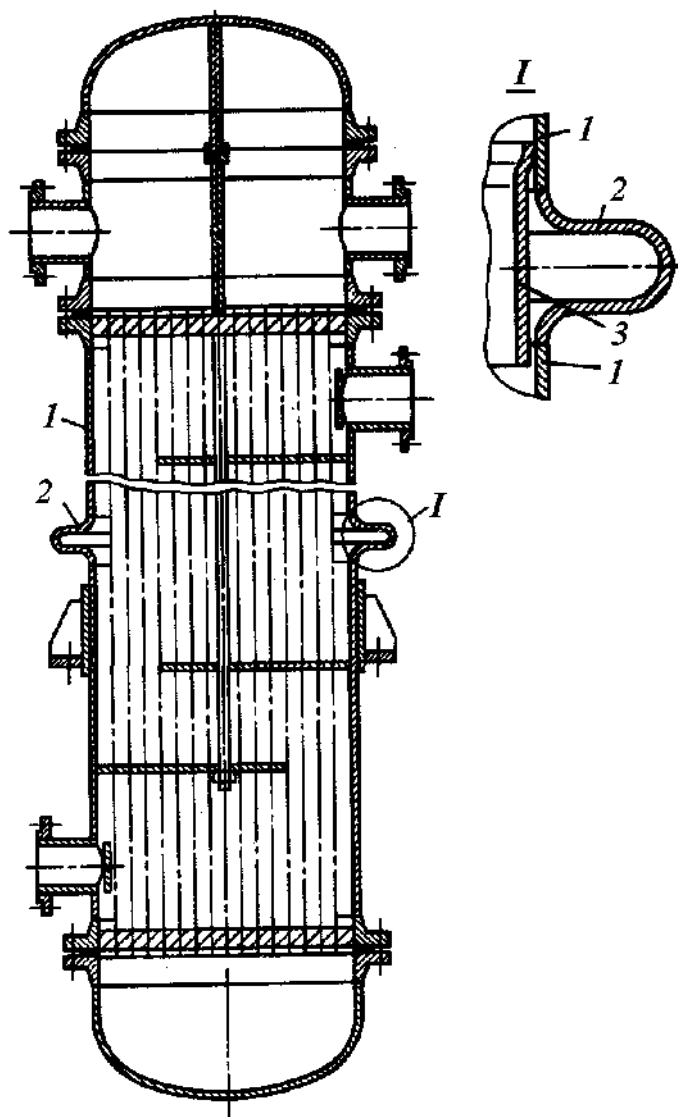
Витые трубки могут использоваться как в составе нового оборудования, так и при модернизации старых кожухотрубчатых теплообменников. В этом случае сохраняется кожух и подводка труб. При этом специальные конструкции кожуха позволяют организовать в такой системе противоток теплообмениваемых сред при сохранении расположения входов.

### **1.3.2. Теплообменники с температурным компенсатором на кожухе (тип К)**

В этих аппаратах для частичной компенсации температурных деформаций используют специальные гибкие элементы (расширители и компенсаторы), расположенные на кожухе (рис. 1.6). Теплообменник типа К имеет вваренный между двумя частями кожуха 1 линзовый компенсатор 2 и обтекатель 3. Обтекатель уменьшает гидравлическое сопротивление межтрубного пространства и приваривается к кожуху со стороны входа теплоносителя в межтрубное пространство.

Наиболее часто используют одно- и многоэлементные линзовые компенсаторы, изготавливаемые обкаткой из коротких цилиндрических обечаек. Линзовый элемент, показанный на рис 1.7, сварен из двух полулинз, полученных из листа штамповкой. Компенсирующая способность линзового компенсатора примерно пропорциональна числу линзовых элементов в нем.





*Рис. 1.6. Вертикальный кожухотрубчатый теплообменник с температурным компенсатором на кожухе*

Однако применять компенсаторы с числом линз более четырех не рекомендуется, т.к. резко снижается сопротивление кожуха изгибу. Для увеличения компенсирующей способности линзовый компенсатор может быть при сборке кожуха предварительно сжат (если предназначен для работы на растяжение) или растянут (если работает на сжатие).

При установке линзового компенсатора на горизонтальных аппаратах в нижней части каждой линзы сверлят дренажные отверстия с заглушками для слива воды после гидравлических испытаний аппарата.

Кроме линзовых, можно использовать компенсаторы из плоских параллельных колец, соединенных пластиной по наружному краю (рис. 1.8, а); сваренных из двух полусферических элементов (рис. 1.8, б); тороидальные (рис. 1.8, в) и др.

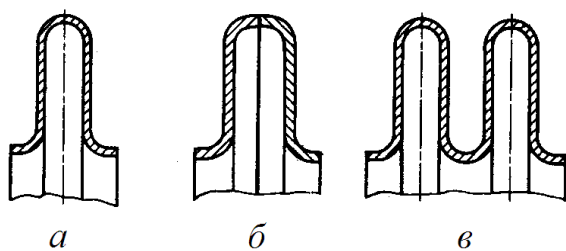


Рис. 1.7. Линзовые компенсаторы:

*а* – однолинзовый;

*б* – сваренный из двух полулинз;

*в* – двухлинзовый

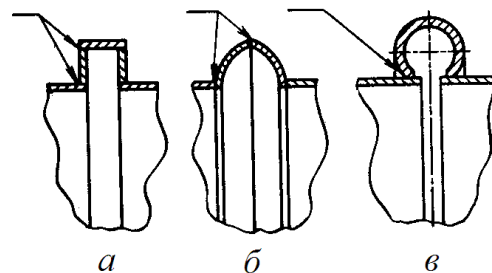


Рис. 1.8. Компенсаторы

Тороидальные компенсаторы довольно дешевы и просты в изготовлении. Их изготавливают из труб, сгибая в тор с последующей резкой его по внутренней поверхности. Для этих компенсаторов, по сравнению с линзовыми, характерны небольшие напряжения, плавно изменяющиеся по сечению компенсатора.

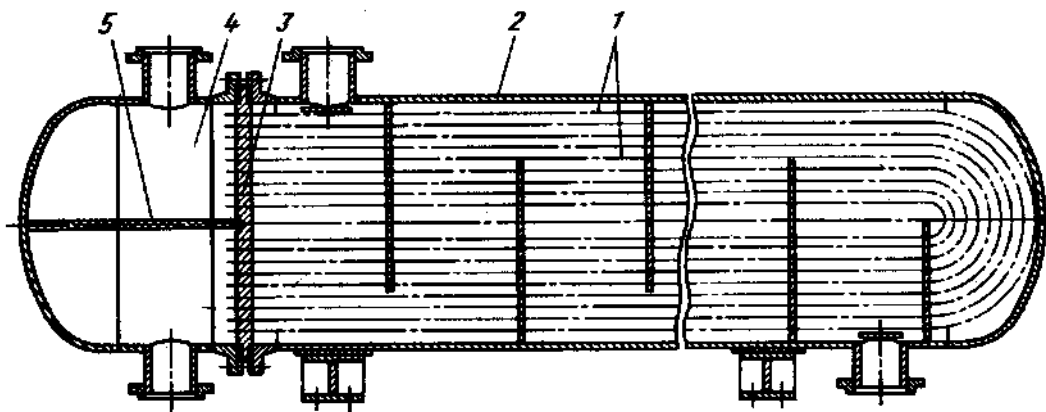
Введение линзового компенсатора или расширителя допускает гораздо больший температурный перепад, чем в ТА типа Н, однако при этом возрастает стоимость аппарата.

Область использования стальных аппаратов типа К ограничена избыточным давлением 2,5 МПа.

### 1.3.3. Теплообменники с U-образными трубами (тип У)

В кожухотрубчатых аппаратах этой конструкции обеспечивается свободное удлинение труб, что исключает возникновение температурных напряжений. Такие аппараты (рис. 1.9) состоят из кожуха 2 и трубного пучка, имеющего одну трубную решетку 3 и U-образные трубы 1. Трубная решетка вместе с распределительной камерой 4 крепится к кожуху аппарата на фланце. Для обеспечения раздельного ввода и вывода циркулирующего по трубам теплоносителя в распределительной камере предусмотрена перегородка 5.

Теплообменники типа У являются двухходовыми по трубному пространству и одно- или двухходовыми по межтрубному пространству. В последнем случае в аппарате устанавливается продольная перегородка, извлекаемая из кожуха вместе с трубным пучком. Для исключения перетекания теплоносителя в зазорах между кожухом аппарата и перегородкой у стенки кожуха устанавливают гибкие металлические пластины или прокладку из прорезиненного асбестового шнура, уложенного в паз перегородки.



*Рис. 1.9. Теплообменник с U-образными трубами*

В аппаратах типа У обеспечивается свободное температурное удлинение труб, каждая труба может расширяться независимо от кожуха и соседних труб. Разность температур стенок труб по ходам не должна превышать 100 °С. В противном случае могут возникнуть опасные температурные напряжения в трубной решетке вследствие температурного скачка на линии стыка двух ее частей.

Преимущество аппаратов типа У – возможность периодического извлечения трубного пучка для очистки наружной поверхности труб или полной замены пучка. Следует отметить, что наружная поверхность этих труб неудобна для механической чистки. Так как механическая очистка внутренней поверхности труб в аппаратах типа У практически невозможна, то в трубное пространство таких аппаратов следует направлять среду, не образующую отложений. Внутреннюю поверхность труб очищают водой, водяным паром, горячими нефтепродуктами или химическими реагентами. Иногда используют гидромеханический способ: подача потока жидкости, содержащей абразивный материал, твердые шары и др.

Один из наиболее распространенных дефектов ТА типа У – нарушение герметичности узла соединения труб с трубной решеткой из-за значительных изгибающих напряжений, возникающих от массы труб и протекающей в них среды. В связи с этим аппараты диаметром от 800 мм и более для удобства монтажа и уменьшения изгибающих напряжений в трубном пучке снабжают роликовыми опорами.

К существенным недостаткам следует отнести относительно плохое заполнение кожуха трубами из-за их изгиба, а также невозможность замены труб (за исключением крайних), особенно при большом их числе.

Из-за указанных недостатков ТА этого типа не нашли широкого применения.

### 1.3.4. Теплообменники с плавающей головкой (тип П)

В теплообменниках с плавающей головкой теплообменные трубы закреплены в двух трубных решетках, одна из которых неподвижно связана с корпусом, а другая имеет возможность свободного осевого перемещения, что и исключает температурные деформации кожуха и труб.

Горизонтальный двухходовой конденсатор типа П (рис. 1.10) состоит из кожуха 10 и трубного пучка. Левая трубная решетка 1 соединена фланцевым соединением с кожухом и распределительной камерой 2, снабженной перегородкой 4. Камера закрыта плоской крышкой 3. Правая подвижная решетка установлена внутри кожуха свободно и образует вместе с крышкой 8 «плавающую головку». Со стороны «плавающей головки» аппарат закрыт крышкой 7. При нагревании и удлинении труб плавая головка перемещается внутри кожуха.

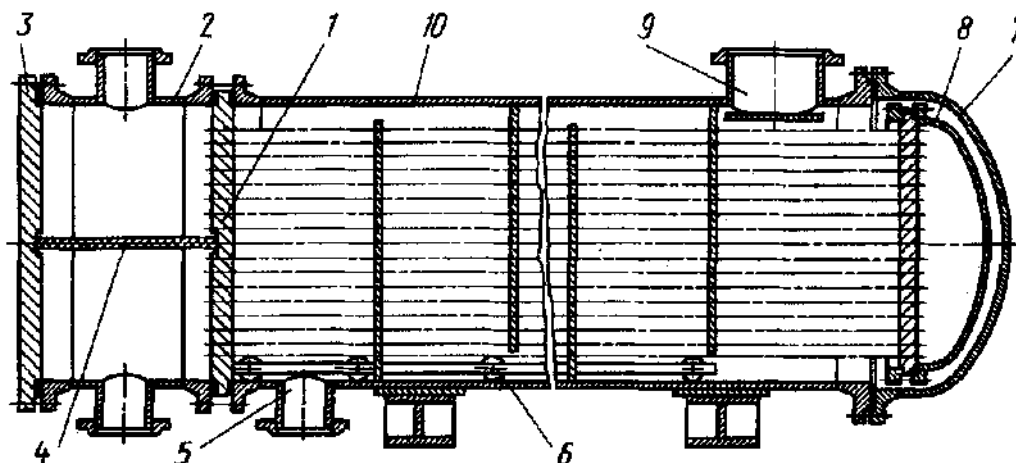


Рис. 1.10. Горизонтальный двухходовой конденсатор с плавающей головкой

Для обеспечения свободного перемещения трубного пучка внутри кожуха в аппаратах диаметром 800 мм и более трубный пучок снабжают опорной платформой 6. Верхний штуцер 9 предназначен для ввода пара и поэтому имеет большое проходное сечение, нижний штуцер 5 предназначен для вывода конденсата и имеет меньшие размеры.

Значительные коэффициенты теплоотдачи при конденсации практически не зависят от режима движения среды. Поперечные перегородки служат лишь для поддержания труб и придания трубному пучку жесткости.

Аппараты с плавающей головкой обычно выполняют одноходовыми по межтрубному пространству. Однако установкой продольных перегородок можно получить многоходовые конструкции.

Хотя в аппаратах типа П обеспечивается хорошая компенсация температурных деформаций, эта компенсация не является полной, т.к. различие температурных расширений самих трубок приводит к короблению трубной решетки. В связи с этим в многоходовых ТА типа П диаметром более 1000 мм при разности температур свыше 100 °С у входа и выхода среды в трубном пучке устанавливают разрезную по диаметру плавающую головку (рис. 1.11).

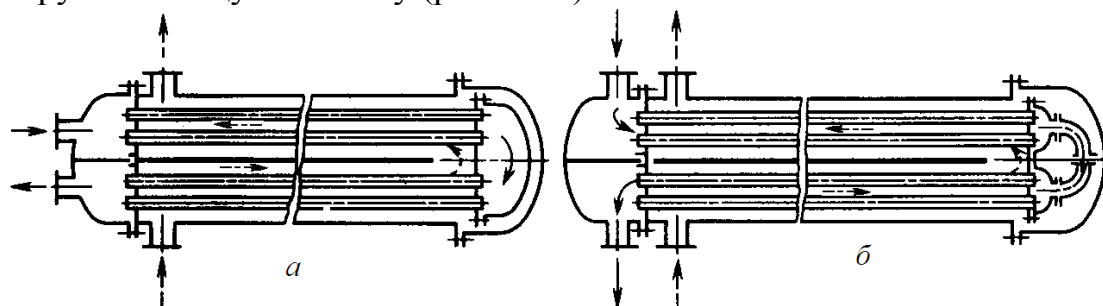


Рис. 1.11. Двухходовый теплообменник типа П с плавающей головкой:  
а – цельной; б – разрезной

Наиболее важный узел – соединение плавающей трубной решетки с крышкой. Это соединение должно обеспечивать возможность легкого извлечения пучка из кожуха, а также минимальный зазор  $\Delta$  между кожухом и пучком труб. Вариант, показанный на рис. 1.12, позволяет извлекать трубный пучок, но зазор  $\Delta$  получается больше на ширину фланца плавающей головки. Крепление по этой схеме наиболее простое, и его применяют в испарителях с паровым пространством.

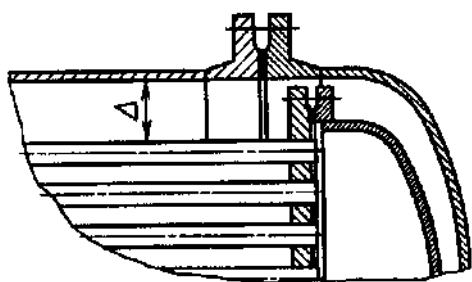


Рис. 1.12. Вариант размещения плавающей головки в кожухе большего диаметра

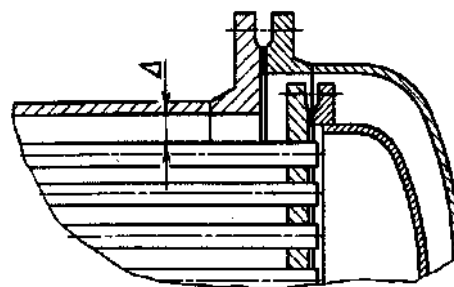


Рис. 1.13. Вариант размещения крышки плавающей головки в кожухе меньшего диаметра

Размещение плавающей головки внутри крышки, диаметр которой больше диаметра кожуха, позволяет уменьшить зазор, но при этом усложняется демонтаж аппарата, т.к. плавающую головку нельзя извлекать из теплообменника (рис. 1.13).

## 1.4. Элементы кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

**Кожухи и распределительные камеры.** Кожух (корпус) ТА малого диаметра (менее 600 мм) чаще всего изготавливают из труб, а кожух большего диаметра вальцуют из листовой стали. В последнем случае, особенно при большей длине аппарата, кожух может быть сварным из трех обечаек: центральной и двух концевых. Длина концевых обечаек определяется по уравнению (1.1) и должна быть не менее 100 мм:

$$l = 2\sqrt{D_H S_K}, \quad (1.1)$$

где  $D_H$  – наружный диаметр кожуха;

$S_K$  – толщина стенки кожуха.

Толщина концевых обечаек в 1,2–1,4 раза должна превосходить толщину центральной обечайки. Это объясняется необходимостью компенсировать напряжения, возникающие в месте соединения кожуха с трубной решеткой.

Для теплообменных аппаратов типа У и П должна быть обеспечена устойчивость формы кожуха. При очистке указанных аппаратов необходимо периодически извлекать трубный пучок с перегородками. Так как зазор между кожухом и перегородкой невелик (несколько миллиметров), то появление овальности кожуха приведет к невозможности монтажа и демонтажа трубного пучка.

Распределительные камеры ТА предназначены для распределения потока теплоносителя по трубам и представляют собой обечайку с фланцами, соединенными с трубной решеткой и съемной эллиптической или плоской крышкой. Для образования ходов теплоносителя по трубам распределительную камеру снабжают продольной перегородкой. Для аппаратов диаметром до 800 мм крышку распределительной камеры выполняют плоской, т.к. эти крышки дешевле и проще в изготовлении. Толщину стенок камеры принимают равной толщине стенки кожуха аппарата. Камеру и крышку обычно изготавливают из того же материала, что и кожух.

**Теплообменные трубы и трубные решетки.** Теплообменные трубы – это серийно выпускаемые трубы из углеродистых, коррозионно-стойких сталей и латуни. Диаметр теплообменных труб значительно влияет на скорость теплоносителя, коэффициент теплоотдачи и габариты аппарата. Чем меньше диаметр труб, тем большее их число можно разместить в кожухе данного диаметра. Однако трубы быстрее засоряются и возникают определенные сложности при механической очистке и закреплении таких труб развальцовкой. Поэтому наиболее часто при-

меняются стальные трубы с наружным диаметром 20 и 25 мм. Трубы диаметром 38 и 57 мм применяют при работе с загрязненными или вязкими жидкостями. С увеличением длины труб и уменьшением диаметра аппарата его стоимость снижается. Наиболее дешевый теплообменник – при длине труб 5–7 м.

Трубные решетки изготавливают из цельных стальных листов или поковок. Для аппаратов большого диаметра используют сварные трубные решетки. В этом случае сварные швы не должны пересекаться, а расстояние от кромки сварного шва до отверстий должно быть не менее 0,8 диаметра отверстий.

Схема расположения труб в трубных решетках (рис. 1.14) и шаг отверстий для труб регламентированы ГОСТ 9929. Для теплообменников типа Н и К трубы размещают по вершинам равносторонних треугольников, а для теплообменников типа П и У – по вершинам квадратов или равносторонних треугольников.

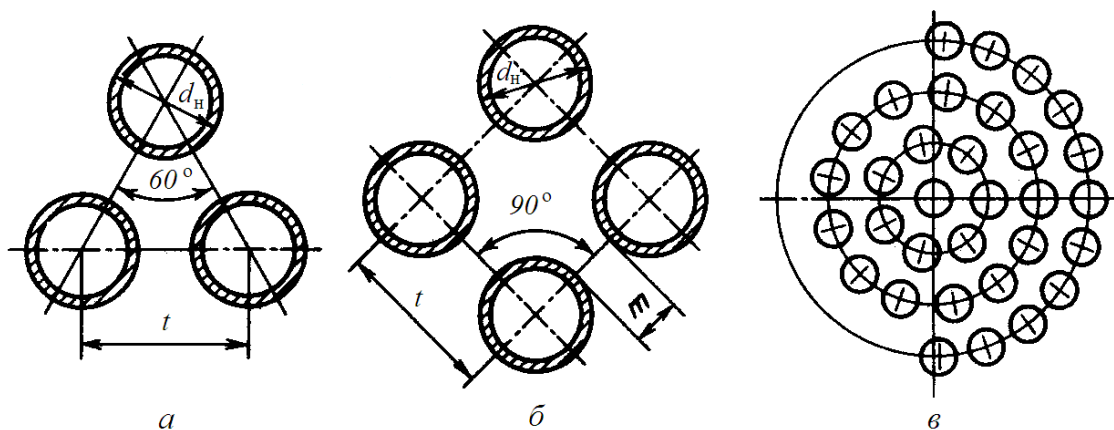


Рис. 1.14. Схема размещения труб в трубной решетке:  
а – по вершинам равностороннего треугольника;  
б – по вершинам квадратов; в – по окружностям

При размещении труб одного диаметра по вершинам треугольника обеспечивается более компактное расположение труб в решетке, чем при размещении их по вершинам квадратов при одинаковом шаге  $t$ . Однако последняя схема имеет преимущество при эксплуатации: она позволяет очищать трубы снаружи механическим способом, т.к. между трубами образуются сквозные ряды. По окружностям трубы располагают лишь в кислородной аппаратуре.

Шаг  $t$  отверстий для труб в решетке выбирают с учетом достаточной прочности участка шириной  $m = t - d_H$ , для стальных аппаратов шаг принимается по табл. 1.1.

Таблица 1.1

*Зависимость шага труб от их диаметра*

$d_H$ , мм	16	20	25	38	57
$t$ , мм	21	26	32	48	70

Для труб диаметром  $17 \leq d_H \leq 60$  мм шаг труб определяют по формуле

$$t = 1,2d_H + 2 \quad (1.2)$$

При разметке трубной решетки стараются занять всю площадь круга, располагая трубы по возможности ближе к стенке корпуса.

Число труб, размещенных на решетке, можно определить, зная площадь решетки, приходящуюся на одну трубу ( $0,866 t^2$ ):

$$n = k_1 \frac{\pi D^2}{4 \cdot 0,866 t^2}, \quad (1.3)$$

где  $k_1 = 0,70-0,85$  – коэффициент заполнения;

$D$  – диаметр круга, на котором размещаются трубы;

$t$  – шаг расположения труб.

Коэффициент заполнения учитывает меньшую плотность размещения труб по краю решетки и часть площади трубной решетки обычно занимаемой перегородками, а также принимается во внимание, что на входе в межтрубное пространство установлен отбойник и для его размещения приходится ряд труб не ставить.

Трубы соединяют с трубной решеткой стальных аппаратов развальцовкой (рис. 1.15, а, б, е), сваркой (рис. 1.15, г, д) и развальцовкой со сваркой (рис. 1.15, в). Пайку и заливку металлом концов труб в решетках (рис. 1.15, ж) применяют при изготовлении ТА из меди и ее сплавов, а склеивание – при изготовлении аппаратов из полимерных материалов (рис. 1.15, з).

Наиболее распространенный способ крепления труб в решетках – развальцовка. Трубы вставляют в отверстия решетки с некоторым зазором, а затем обкатывают изнутри роликами (вальцовкой). При этом в стенках трубы создаются остаточные пластические деформации, а в трубной решетке – упругие деформации, благодаря чему материал решетки после развальцовки плотно сжимает концы труб. Зазор между трубой и отверстием в решетке принимают равным 0,25 мм. Для качественной развальцовки необходимо, чтобы твердость материала трубной решетки превышала твердость материала труб.



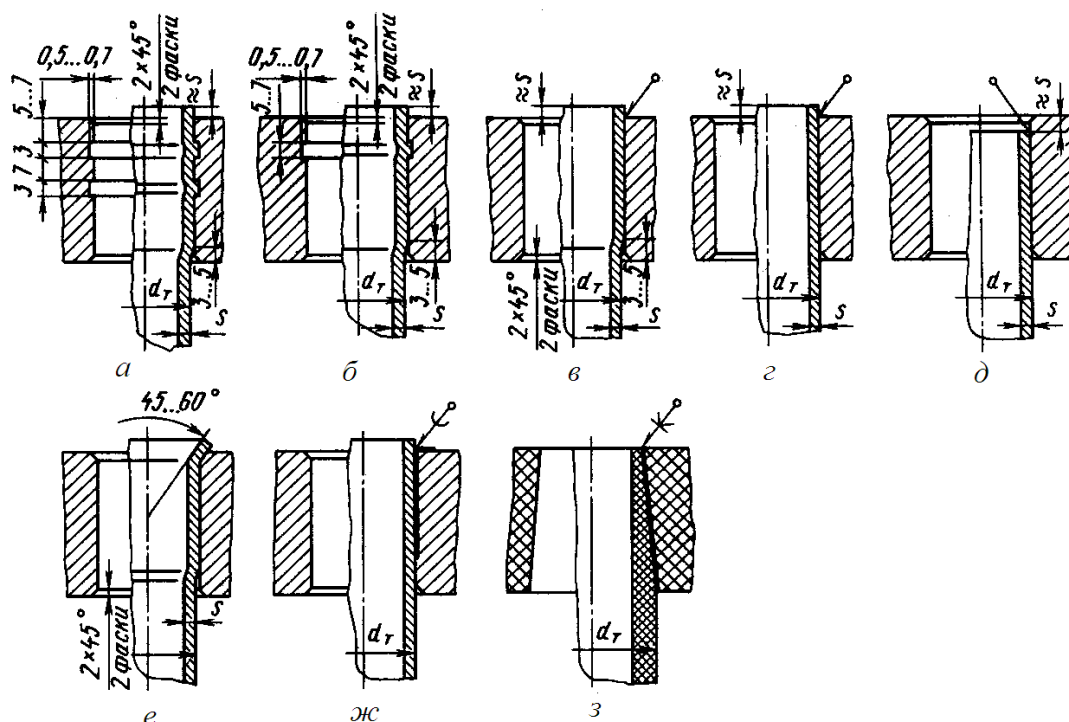


Рис. 1.15. Варианты крепления труб в трубных решетках:

*а – развальцовка в двух канавках; б – развальцовка в одной канавке; в – развальцовка со сваркой; г, д – сварка; е – развальцовка в гладком отверстии с отбортовкой; ж – пайка; з – склеивание*

Развальцовочное соединение должно быть прочным и герметичным. Прочность оценивается усилием вырыва трубы из гнезда, герметичность – максимальным давлением среды, при котором соединение герметично. При развальцовке конец трубы должен выступать над трубной решеткой на расстояние, равное толщине трубы. Развальцовку применяют при небольших давлениях (до 0,6 МПа). Прочность и герметичность возрастает при развальцовке в отверстиях с одной или двумя канавками глубиной около 0,5 мм. Трубы развальцовывают на глубину  $1,5d_T$ . Если толщина решетки меньше  $1,5d_T$ , то трубы развальцовывают на полную толщину решетки. В толстых решетках трубу развальцовывают двумя поясками: один – шириной  $1,5d_T$  со стороны распределительной камеры, другой – шириной  $0,75d_T$  со стороны межтрубного пространства.

Крепление труб сваркой с развальцовкой применяют без ограничений давления и температуры теплоносителей. В этом случае сначала выполняют сварку, а затем развальцовку.

**Перегородки.** В кожухотрубчатых ТА устанавливают поперечные и продольные перегородки. Поперечные перегородки, размещаемые в межтрубном пространстве теплообменника, предназначены для движе-

ния теплоносителя перпендикулярно оси труб и увеличения скорости теплоносителя.

Поперечные перегородки, устанавливаемые в испарителях и конденсаторах, в основном выполняют роль опор трубного пучка, фиксируя трубы на заданном расстоянии и уменьшая их вибрацию. Вибрация труб может вызвать их повреждение, если по межтрубному пространству с большей скоростью идет газ. Вязкие же жидкости хорошо демпфируют колебания труб.

Известны несколько конструкций поперечных перегородок с сегментными (рис. 1.16, а), секторными (рис. 1.16, б) и щелевыми (рис. 1.16, в) вырезами, с чередованием дисков и колец (рис. 1.16, г).

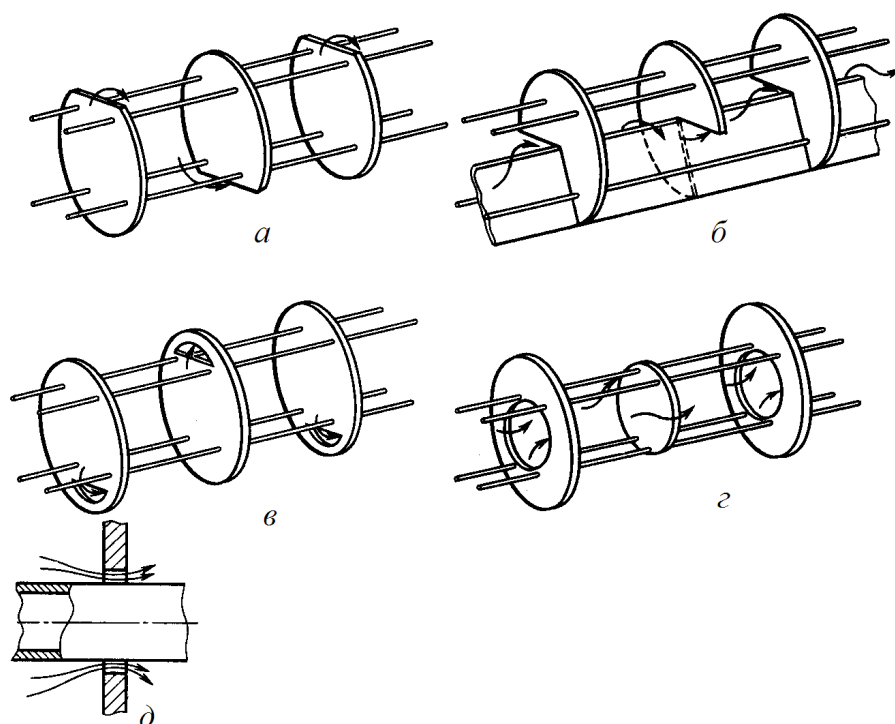


Рис. 1.16. Варианты поперечных перегородок

Наиболее широко применяются сегментные перегородки. Высота вырезаемого сегмента равна примерно  $1/3$  диаметра аппарата, а расстояние между перегородками – около  $0,5$  диаметра.

Аппараты со сплошными перегородками используются обычно для чистых жидкостей. В этом случае жидкость протекает по кольцевому зазору около  $1,5$  мм между трубой и перегородкой (рис. 1.16, д). В зазорах поток сильно турбулизируется, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности труб. В межтрубном пространстве в ряде случаев устанавливают продольные перегородки (в

ТА типа У в двухходовом по межтрубному пространству). Толщина продольных перегородок трубного пучка, распределительных камер и крышек должна быть не менее 6 мм.

В крышках двух-, четырех- и шестиходовых теплообменников ходы могут разделяться параллельными перегородками (рис. 1.17 а, б). На рис. 1.17 сплошными линиями показаны перегородки в передней крышке, а штриховыми – в задней крышке. Цифрами обозначена последовательность ходов.

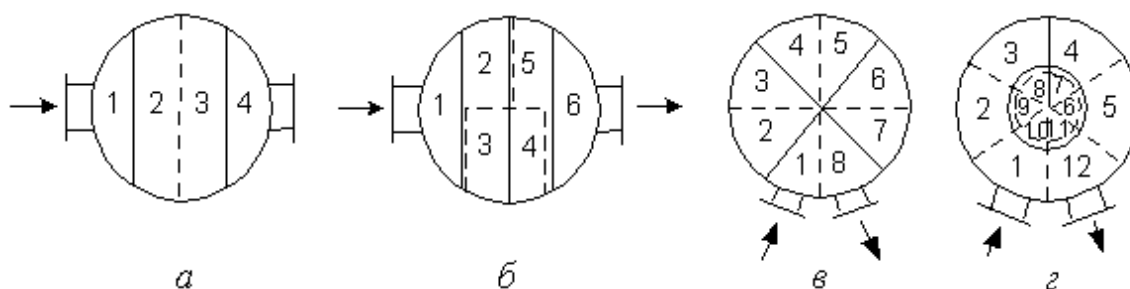


Рис. 1.17. Продольные перегородки в многоходовых теплообменниках

В аппаратах с четырьмя и более ходами применяют разбивку труб по секторам (рис. 1.17, в) или более сложные, комбинированные, методы установки перегородок (рис. 1.17, г). При разбивке труб стремятся достичь их приблизительного равенства в каждом ходу.

В кожухотрубчатых теплообменниках используются также спиральные перегородки (рис. 1.18).

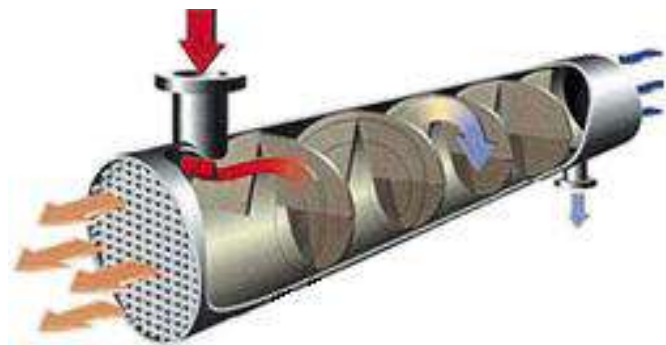


Рис. 1.18. Теплообменник со спиральной перегородкой

В основе этой технологии тот же принцип, что и в технологии витых трубок – создание завихряющегося потока. Однако в этом типе теплообменников используются обычные трубки, а в качестве разделителей потока используется специальная перегородка, завихряющая поток. Это позволяет применять их для высоких давлений. Преимуществами теп-

лообменников со спиральной перегородкой перед обычными кожухотрубными теплообменниками являются: уменьшенное загрязнение кожуха; улучшенный теплообмен в межтрубном пространстве; низкие потери давления в межтрубном пространстве; снижение вибрации; лучшее распределение двухфазного потока; увеличенный срок службы.

**Отбойники.** При входе среды в межтрубное пространство теплообменника часто ставят отбойник, который защищает от местного износа трубы, расположенные против входного штуцера. Отбойник выполняется в виде круглой или прямоугольной пластины. Размер его должен быть не менее внутреннего диаметра штуцера  $D_1$ . Обычно его принимают на 10–20 мм больше, т.е.  $D = D_1 + 10 \div 20$  мм. Отбойник не должен создавать излишнее гидравлическое сопротивление, поэтому расстояние от внутренней поверхности корпуса до отбойника должно быть более  $0,2 D_1$ . Отбойник приваривают к дистанционным тягам или крепят хомутами к трубам. Приваривать отбойник к трубам не рекомендуется из-за опасности прожога стенки трубы. Расстояние от отбойника до первой перегородки должно быть не менее 100 мм для обеспечения беспрепятственного распределения входящего потока среды.

## **1.5. Расчет теплообменных кожухотрубчатых аппаратов**

Различают два вида расчетов теплообменников: проектный и поверочный. Проектный расчет выполняется при проектировании ТА, когда заданы расходы теплоносителей и их параметры. Его цель – определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного аппарата.

Проектный расчет включает тепловой, конструктивный, гидравлический, механический и технико-экономический расчет.

Поверочный расчет устанавливает возможность использования имеющихся теплообменников для заданного процесса и определяет условия, обеспечивающие оптимальный режим работы.

### **1.5.1. Конструктивный расчет теплообменника**

Для кожухотрубчатых теплообменников важным элементом является расчет проточной части трубного пространства. Исходя из заданной производительности аппарата и скорости движения жидкости, по уравнению расхода определяют площадь проходного сечения трубок одного хода  $f_1$ :

$$f_1 = \frac{G}{\rho w}, \quad (1.4)$$

где  $G$  – расход жидкости, кг/с;  
 $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w$  – скорость движения жидкости внутри трубок, м/с.  
 Отсюда число трубок одного хода

$$n_1 = \frac{f_1}{0,785 d_B^2}, \quad (1.5)$$

где  $d_B$  – внутренний диаметр трубки, м.  
 Расчетная длина одной трубки при одном ходе

$$L = \frac{F}{\pi d_p n_1}, \quad (1.6)$$

где  $d_p$  – расчетный диаметр трубки, определяемый в зависимости от соотношения коэффициентов теплоотдачи в трубном и межтрубном пространстве –  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  соответственно:

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha_1 \approx \alpha_2 & \quad d_p = 0,5 d_H + d_B ; \\ \text{при } \alpha_1 \gg \alpha_2 & \quad d_p = d_B ; \\ \text{при } \alpha_1 \ll \alpha_2 & \quad d_p = d_H . \end{aligned}$$

Число ходов трубного пространства

$$Z = \frac{L}{l}, \quad (1.7)$$

где  $l$  – рабочая длина труб, которую рекомендуется принимать не более 4 м.

В ТА рекомендуется принимать  $l = 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 6000, 9000$  мм. В многоходовых аппаратах выбирается четное число ходов. Общее число трубок, размещаемое на трубной решетке:  $n = Zn_1$ . Трубы чаще всего размещают по периметрам правильных шестиугольников. Для этого случая при подсчете общего количества труб  $n$  исходят из числа труб  $a$ , расположенных на стороне наибольшего шестиугольника:

$$n = 3a(a-1) + 1 \quad (1.8)$$

Число труб  $b$ , расположенных по диагонали наибольшего шестиугольника, находят по формуле

$$b = 2a - 1. \quad (1.9)$$

Диаметр теплообменника находят из соотношения:

$$\text{для одноходового} - D_{\text{вн}} = t \cdot b - 1 + d_{\text{н}}, \quad (1.10)$$

где  $t = 1,2d_{\text{н}} + 2$ ;

$$\text{для многоходового} - D_{\text{вн}} = 1,1t \sqrt{\frac{n}{\eta}}, \quad (1.11)$$

где  $\eta = 0,6-0,8$  – коэффициент заполнения трубной решетки.

Расчетное значение диаметра корпуса округляют до ближайшего стандартного размера.

Общая высота кожухотрубчатого теплообменника равна сумме длины труб и высоты двух распределительных камер:

$$H = l + 2h \quad (1.12)$$

где  $h = 200-400$  мм – высота распределительной камеры.

### 1.5.2. Механический расчет теплообменников

Механический расчет ТА предусматривает проверку на прочность отдельных его узлов: корпуса, днища, трубных решеток, фланцевых соединений, болтов. Расчет на прочность элементов кожухотрубчатых аппаратов проводят в соответствии с ГОСТ Р 52857-2007. При проектировании ТА следует учитывать все сочетания давлений в трубном и межтрубном пространстве и температур труб и кожуха при пуске, в рабочих условиях, при промывке или испытании с целью определения экстремальных значений расчетных характеристик для каждого из элементов аппарата.

#### 1.5.2.1. Определение температурных напряжений в трубах и корпусе

При определении температурных напряжений предполагают, что решетки теплообменника не деформируются, и поэтому температурные усилия распределяются равномерно на все трубы. В общем случае трубы и корпус теплообменника могут быть выполнены из различных материалов.

Введем обозначения:

$l$  – длина труб или корпуса, м;

$\alpha_T, \alpha_K$  – температурные коэффициенты линейного расширения труб и корпуса,  $K^{-1}$ ;

$E_T, E_K$  – модули упругости материала труб и кожуха, МПа;

$F_T, F_K$  – площади поперечного сечения всех труб и корпуса,  $m^2$ ;

$t_T, t_K$  – температуры труб и кожуха,  $K^{-1}$ .

Рассмотрим случай, когда  $t_T > t_K$  и  $\alpha_T > \alpha_K$ . Тогда, если трубы 2 и корпус 1 не связаны, трубы удлиняются больше, чем корпус на величину  $\delta$  (рис. 1.19). Эта величина обусловлена как разностью коэффициентов линейного расширения при нагреве труб и корпуса до температуры корпуса  $l \alpha_T - \alpha_K t_K$ , так и дальнейшим нагревом труб до температуры труб, т.е.  $l \alpha_T t_T - t_K$ .

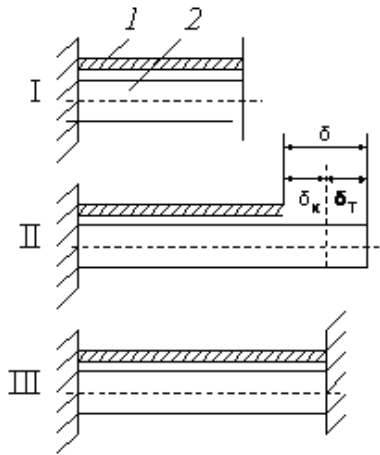


Рис. 1.19. Схема температурных деформаций труб и корпуса теплообменника

Следовательно,  $\delta = l \left[ \alpha_T - \alpha_K t_K + \alpha_T t_T - t_K \right]$ , отсюда

$$\delta = l \alpha_T t_T - \alpha_K t_K. \quad (1.13)$$

Однако в действительности трубы и корпус связаны между собой, поэтому трубы не могут свободно удлиняться и конструкция займет положение III. Корпус окажется растянутым на величину  $\delta_K$ , а трубы – сжатыми на величину  $\delta_T$ , причем

$$\delta = \delta_T + \delta_K. \quad (1.14)$$

Очевидно, что усилие сжатия труб  $Q_T$  равно усилию растяжения корпуса  $Q_K$ , и в рассматриваемом случае каждое из этих усилий равно температурному усилию  $Q_t$  в конструкции:

$$Q_T = Q_K = Q_t.$$

По закону Гука

$$\delta_T = \frac{Q_t \cdot l}{E_T \cdot F_T}; \quad \delta_K = \frac{Q_t \cdot l}{E_K \cdot F_K}. \quad (1.15)$$

Подставляем выражения деформаций из формул (1.13) и (1.15) в формулу (1.14), из которой находим

$$Q_t = \frac{\alpha_T t_T - \alpha_K t_K}{E_T F_T + E_T F_T} \cdot \frac{E_T F_T E_K F_K}{E_T F_T + E_T F_T}. \quad (1.16)$$

Температурные напряжения в трубах и корпусе равны

$$\sigma_T = \frac{Q_t}{F_T} = \frac{\alpha_T t_T - \alpha_K t_K}{E_T F_T + E_T F_T} \cdot \frac{E_T E_K F_K}{E_T F_T + E_T F_T}; \quad (1.17)$$

$$\sigma_K = \frac{Q_t}{F_K} = \frac{\alpha_T t_T - \alpha_K t_K}{E_T F_T + E_T F_T} \cdot \frac{E_T E_K F_T}{E_T F_T + E_T F_T}. \quad (1.18)$$

Из этих уравнений следует, что температурные усилия и напряжения не зависят от длины теплообменника.

Иногда при различных температурных коэффициентах линейного расширения  $\alpha_T$  и  $\alpha_K$  учитывают температуру, при которой изготовлен теплообменник  $t_{и}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В этих случаях в формулы (1.16) – (1.18) вместо разности  $\alpha_T t_T - \alpha_K t_K$  вводят разность  $[\alpha_T t_T - t_{и} - \alpha_K t_K - t_{и}]$ .

В случае, когда трубы и корпус выполнены из одинакового материала ( $\alpha_T = \alpha_K = \alpha$ ;  $E_T = E_K = E$  и  $t_T - t_K = \Delta t$ ), получим

$$\sigma_T = \frac{\alpha \Delta t E F_K}{F_T + F_K}; \quad \sigma_K = \frac{\alpha \Delta t E F_T}{F_T + F_K}. \quad (1.19)$$

Из равенств (1.19) следует, что температурные напряжения в трубах и корпусе обратно пропорциональны площадям поперечного сечения труб и корпуса, т.е.

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_K} = \frac{F_K}{F_T}. \quad (1.20)$$

Как правило, в теплообменниках жесткой конструкции температурные напряжения в трубах превышают напряжения от внутреннего давления и являются обычно определяющими в расчетах на прочность и



устойчивость труб и трубных решеток, а также в расчетах на прочность соединения труб с трубной решеткой.

Рассмотрим температурные усилия в теплообменнике жесткого типа, на корпусе которого установлен компенсатор (рис. 1.20).

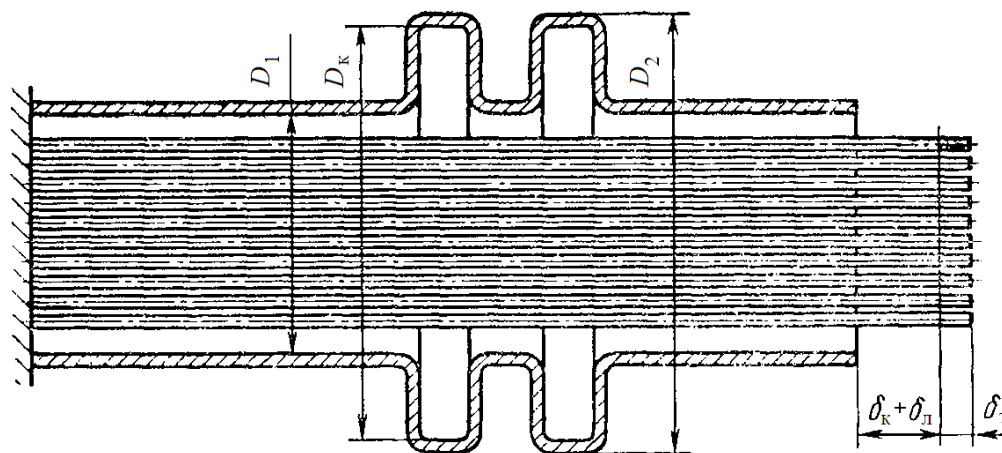


Рис. 1.20. Схема к расчету температурных усилий в теплообменнике с компенсатором

Деформация компенсатора, состоящего из  $z$  линз, пропорциональна нагрузке на компенсатор, которая равна  $Q_k = Q_t$ , т.е.

$$\delta_l = \frac{m Q_k}{E} = \frac{m Q_t}{E}, \quad (1.21)$$

где  $\delta_l$  – деформация компенсатора, м;

$E$  – модуль продольной упругости материала компенсатора, МПа;

$m$  – параметр компенсатора, характеризующий его податливость:

$$m = z \frac{0,06 \alpha_1 (1 - \beta) D_1^2}{\pi s^3},$$

где  $\beta$  – отношение внутреннего диаметра линзы  $D_k$  к наружному диаметру  $D_2$ ;

$\alpha_1$  – коэффициент, определяемый в зависимости от  $\beta$  (табличные значения);

$s$  – толщина стенки линзы компенсатора, м.

Пусть корпус и трубы теплообменника выполнены из материала с одинаковым коэффициентом теплового расширения  $\alpha$ , и разность температур труб и корпуса равна  $\Delta t$ . Тогда, если трубы не связаны с корпусом, они удлиняются на величину  $\delta$ . Как видно из рис. 1.20, дефор-

мация  $\delta = \alpha \Delta t l$  состоит из деформации сжатия труб  $\delta_T$ , удлинения металла корпуса  $\delta_K$ , расширения компенсатора  $\delta_L$ :

$$\delta = \delta_T + \delta_K + \delta_L. \quad (1.22)$$

Учитывая, что усилия  $Q_T = Q_K = Q_t$  и подставляя в равенство (1.22) значения  $\delta_T$  и  $\delta_K$ , выраженные по закону Гука, а также  $\delta_L$  по формуле (1.21), получим

$$\delta = \frac{Q_t l}{E F_T} + \frac{Q_t l}{E F_K} + \frac{m Q_t}{E} = \alpha \Delta t l.$$

Отсюда сила, действующая на трубы и корпус,

$$Q_t = \frac{\alpha \Delta t l E}{\frac{l}{F_T} + \frac{l}{F_K} + m}. \quad (1.23)$$

Если корпус, трубы и компенсатор изготовлены из материалов с различными значениями  $\alpha$  и  $E$ , а температура, при которой изготовлен теплообменник, равна  $t_{и}$ ,

$$\delta = \frac{Q_t l}{E_T F_T} + \frac{Q_t l}{E_K F_K} + \frac{m Q_t}{E_L} = \left[ \alpha_T t_T - t_{и} - \alpha_K t_K - t_{и} \right] l.$$

Отсюда

$$Q_t = \frac{\left[ \alpha_T t_T - t_{и} - \alpha_K t_K - t_{и} \right] l}{\frac{l}{E_T F_T} + \frac{l}{E_K F_K} + \frac{m}{E_L}}, \quad (1.24)$$

где  $E_L$  – модуль продольной упругости металла компенсатора.

Если заранее известно, что при эксплуатации аппарата компенсатор работает только на растяжение ( $t_T > t_K$ ), тогда при изготовлении его следует сжать на величину  $\delta/2$ . Если при эксплуатации компенсатор постоянно сжат, то при изготовлении аппарата его следует растянуть на величину  $\delta/2$ .

### 1.5.2.2. Определение деформаций под действием давления

В общем случае для определения деформаций необходимо учитывать одновременное действие давлений  $P_K$  и  $P_T$  (рис. 1.21). Давление в

корпусе теплообменника  $P_K$  стремится выпучить трубные решетки наружу, а давление в трубах  $P_T$  – внутрь. Трубы удерживают трубные решетки и от давления  $P_K$  подвергаются растяжению. При действии давления  $P_T$  все трубы также работают на растяжение. При незначительном прогибе трубных решеток под действием давления  $P_T$  трубы, расположенные в центральной части трубной решетки, могут оказаться сжатыми.

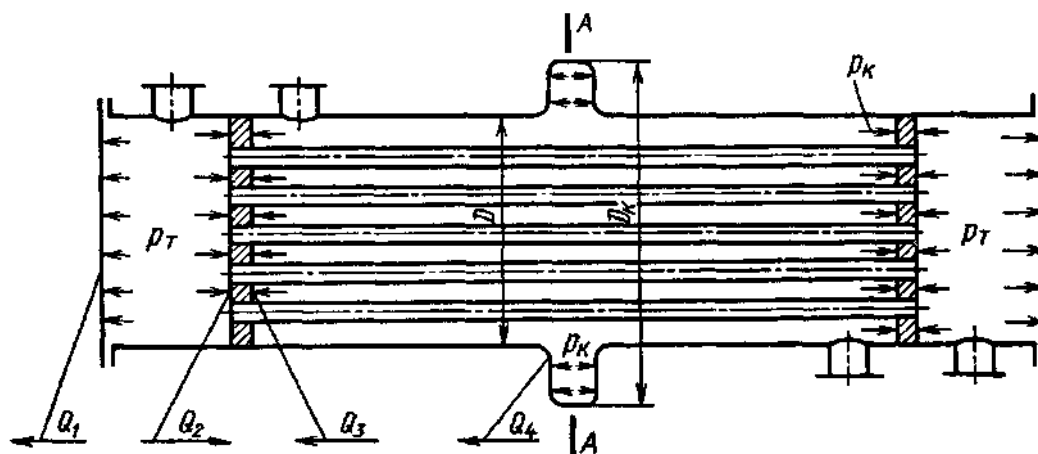


Рис. 1.21. Схема к расчету усилий в трубах

Растягивающее трубы и компенсатор осевое усилие  $Q$  от давлений в трубном и межтрубном пространстве является результирующим:

- от давления  $P_T$  на крышку теплообменника  $Q_1$ ;
- от давления на трубную решетку со стороны трубного пространства  $Q_2$ ;
- распорной силы от давления  $P_K$  со стороны межтрубного пространства на трубную решетку  $Q_3$ ;
- на стенку линзы компенсатора  $Q_4$ , т.е.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (1.25)$$

где 
$$Q_1 = P_T \frac{\pi D^2}{4}; \quad (1.26)$$

$$Q_2 = P_T \frac{\pi}{4} D^2 - n d_B^2; \quad (1.27)$$

$$Q_3 = P_K \frac{\pi}{4} D^2 - n d_H^2; \quad (1.28)$$

$$Q_4 = P_k \frac{\pi}{4} D_k^2 - D^2, \quad (1.29)$$

где  $d_b$  – внутренний диаметр трубы, м;  
 $d_n$  – наружный диаметр трубы, м;  
 $D_k$  – диаметр линзы компенсатора, м;  
 $D$  – внутренний диаметр аппарата, м;  
 $n$  – число труб.

Подставляя выражения нагрузок из формул (1.26)–(1.29) в формулу (1.25), получим:

$$Q = P_k \frac{\pi}{4} D_k^2 - n d_n^2 + P_t n \frac{\pi}{4} d_b^2. \quad (1.30)$$

Нетрудно видеть, что для теплообменника без компенсатора осевое усилие, растягивающее трубы и корпус, будет равно

$$Q = P_k \frac{\pi}{4} D^2 - n d_n^2 + P_t n \frac{\pi}{4} d_b^2. \quad (1.31)$$

### 1.5.2.3. Расчет развальцовочного соединения

При расчете развальцовочного соединения проводят проверку труб на вырывание (рис. 1. 22). Если давление в трубах  $P_t$  незначительно по сравнению с давлением в корпусе  $P_k$ , можно считать, что воспринимаемая трубой нагрузка  $q$  от давления на площадь  $f$  трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами, определится как  $q = P_k f$ .

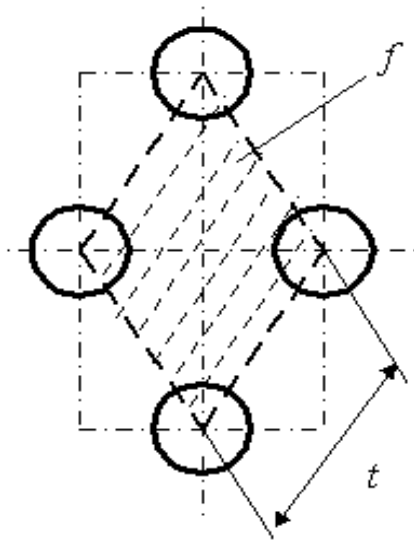


Рис. 1.22. Схема к расчету развальцовочного соединения

При расположении труб по вершинам правильных треугольников

$$f = 0,866t^2 - \frac{\pi d_n^2}{4}$$

В общем случае необходимо учитывать действие давлений  $P_k$  и  $P_t$ . Если не учитывать, что часть осевой нагрузки от давления воспринимает корпус, и считать, что вся нагрузка приходится на трубы, то усилие на одну трубу, при условии равномерного распределения нагрузки на трубы,

$$q = \frac{Q}{n}.$$

Кроме давления, на трубы действуют температурные усилия. Так, если трубы нагреты больше, чем корпус, то в них возникают сжимающие напряжения, и они подвергаются продольному изгибу, поэтому развальцовка работает на вырывание труб из решетки.

Температурное усилие, приходящее на одну трубу,

$$q_T = \sigma_T f_T,$$

где  $\sigma_T$  – температурные напряжения в трубе, МПа;

$$f_T = \frac{\pi}{4} d_H^2 - d_B^2 \quad \text{– площадь поперечного сечения стенки трубы, м}^2.$$

Суммарное усилие

$$q_c = q \pm q_T, \text{ МН.} \quad (1.32)$$

При этом в формуле (1.32) принимают  $q_T$  со знаком плюс, когда корпус нагрет больше, чем трубы, и со знаком минус, если трубы нагреты больше, чем корпус.

Удельная нагрузка от давления на единицу длины окружности развальцовки

$$\sigma_0 = \frac{q}{\pi d_H}, \text{ МН/м.} \quad (1.33)$$

Для обеспечения прочности развальцовки удельная нагрузка от давления

$\sigma_0 \leq \sigma_0 = 0,04 \text{ МН/м}$  – при развальцовке труб в отверстиях без канавок;

$\sigma_0 \leq \sigma_0 = 0,07 \text{ МН/м}$  – при развальцовке в отверстиях с канавками.

Удельная нагрузка на развальцовку от действия суммарного усилия, с учетом давления и температурных напряжений,

$$\sigma_c = \frac{q_c}{\pi d_H}, \text{ МН/м.} \quad (1.34)$$

Допускаемую удельную нагрузку на развальцовку  $\sigma_c$ , при учете действия давления и температурных усилий, можно увеличить в 2 раза по сравнению со значением  $\sigma_0$ .

При относительно толстых решетках проверку труб на вырывание из гнезда можно вести с учетом глубины развальцовки по удельной нагрузке:

$$\sigma' = \frac{q_c}{d_H h}, \text{ МПа}, \quad (1.35)$$

где  $h$  – глубина развальцовки, м.

При таком расчете допускаемая удельная нагрузка

$\sigma' \leq \sigma' = 12 \text{ МН/м}^2$  – при развальцовке труб в отверстиях без канавок;

$\sigma' \leq \sigma' = 20 \text{ МН/м}^2$  – в отверстиях с канавками.

#### 1.5.2.4. Расчет трубных решеток

Для обеспечения надежной развальцовки труб, сохранения формы отверстий необходима достаточная площадь сечения простенка решетки между соседними трубами (рис. 1.23):

$$f_M = t - d' S', \quad (1.36)$$

где  $t$  – шаг расположения труб, мм;

$d'$  – диаметр отверстия в трубной решетке, мм;

$S'$  – толщина трубной решетки без прибавки на коррозию (обычно не менее 12 мм), мм.

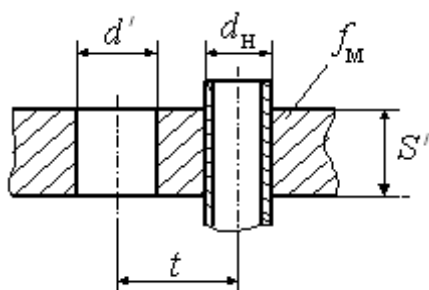


Рис. 1.23. Схема к расчету трубных решеток

По практическим данным при развальцовке труб наименьшее значение  $f_M$  (мм<sup>2</sup>) определяют в зависимости от  $d_H$  (мм) по формуле

$$f_M = 4,35d_H + 15.$$

Таким образом, из условия надежной развальцовки труб толщина решетки

$$S' \geq \frac{f_M}{t - d'},$$

с учетом прибавки на коррозию  $S = \frac{f_M}{t - d'} + c$ . (1.37)

Обычно трубную решетку теплообменника жесткой конструкции рассчитывают по уточненной методике по ОСТ 261185–81. Решетку рассматривают как круглую пластину, опертую и защемленную по краям и находящуюся на так называемом упругом обобщенном основании. В этом случае предполагают, что при прогибе решетки каждая труба создает упругие осевую реакцию и изгибающий момент.

При расчете трубной решетки аппарата с компенсатором на корпусе, учитывая сравнительно небольшую жесткость компенсатора, считают, что нагрузка от труб равномерно распределена по площади решетки. На решетку действуют нагрузки  $Q_2$  и  $Q_3$  (рис. 1.21) от давлений соответственно в трубном  $P_T$  и межтрубном  $P_K$  пространстве, а также усилие  $Q'_T$  – со стороны труб. Трубы нагружены усилием  $Q$  от внутреннего давления и температурным усилием  $Q_t$ , определяемым по формулам (1.31) и (1.24):

$$Q'_T = Q + Q_t. \quad (1.38)$$

Суммарная нагрузка на площадь трубной решетки

$$Q_p = Q'_T + Q_2 - Q_3 = Q + Q_2 - Q_3 + Q_t. \quad (1.39)$$

Подставляя значение  $Q$  из формулы (1.25) в формулу (1.39), находим

$$Q_p = Q_1 + Q_4 + Q_t. \quad (1.40)$$

Подставляя значения составляющих, получим

$$Q_p = P_T \frac{\pi}{4} D^2 + P_K \frac{\pi}{4} D_K^2 - D^2 + Q_t. \quad (1.41)$$

Расчетное давление на трубную решетку находим по нагрузке  $Q_p$ :

$$P_p = \frac{4Q_p}{\pi D^2}. \quad (1.42)$$

Следует иметь в виду, что температурное усилие  $Q_t$  может растягивать или сжимать трубы. Практически, учитывая, что возможны различные варианты применения теплообменника, величину усилия  $Q_t$  принимают всегда положительной, считая, что трубы растянуты.

Толщину трубной решетки определяют аналогично расчету плоской круглой заземленной плиты по формуле

$$S = \frac{D}{4,7} \sqrt{\frac{P_p}{\sigma \varphi_p}} + c, \quad (1.43)$$

где  $\varphi_p$  – коэффициент прочности решетки;

$D$  – диаметр решетки, м;

$c$  – конструктивная прибавка, м;

$\sigma$  – допускаемое напряжение, МПа.

При наличии канавок под прокладку к расчетной толщине решетки добавляют глубину канавки и прибавку на коррозию со стороны межтрубного пространства (для углеродистых сталей прибавка на коррозию обычно равна 2–3 мм, для высоколегированных сталей и цветных металлов – 0 мм). Для решеток без канавок величину  $s$  следует выбирать с учетом двусторонней коррозии.

Коэффициент прочности решетки  $\phi_p$  учитывает ослабление сечения решетки отверстиями под трубы и определяется в зависимости от шага  $t$  и диаметра  $d'$  отверстий по формуле

$$\phi_p \frac{t - d'}{t}. \quad (1.44)$$

Для теплообменников с подвижной решеткой и с  $U$ -образными трубами минимальная толщина трубных решеток при развальцовке труб обусловлена допустимой минимальной площадью сечения простенка между отверстиями труб. На изгиб обычно рассчитывают неподвижную решетку, имеющую больший диаметр. Толщину подвижной решетки принимают равной толщине неподвижной. Решетку рассчитывают на большее из давлений.

Допустим, что давление  $P_k$  в корпусе больше давления  $P_t$  в трубах. Тогда нагрузка от давления  $P_k$  на плавающую головку со стороны ее днища (рис. 1.24) больше нагрузки со стороны подвижной решетки, поэтому трубы сжаты силой, равной разности этих нагрузок:

$$Q_1 = P_k \frac{\pi}{4} D_1^2 - P_k \frac{\pi}{4} D_1^2 - n d_H^2 = P_k n \frac{\pi d_H^2}{4}. \quad (1.45)$$

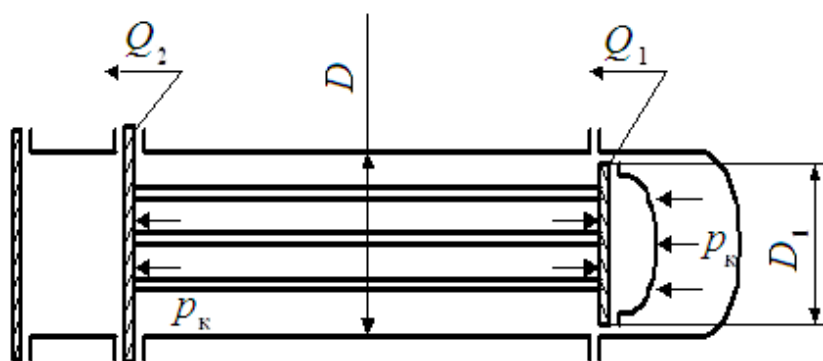


Рис. 1.24. Схема к расчету усилий в теплообменнике



Усилие  $Q_1$  передается трубами на неподвижную трубную решетку. Кроме усилия  $Q_1$ , на неподвижную трубную решетку по площади, не занятой трубами, со стороны межтрубного пространства непосредственно действует давление  $P_k$  и создает нагрузку

$$Q_2 = P_k \left( \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_n^2}{4} \right), \quad (1.46)$$

где  $D$  – диаметр неподвижной решетки, на котором действует давление  $P_k$ .

Суммарная нагрузка на решетку от действия труб и непосредственно давления  $P_k$

$$Q = Q_1 + Q_2 = P_k \frac{\pi D^2}{4}. \quad (1.47)$$

Аналогичный результат получится и при  $P_T > P_k$ . Следовательно, решетка работает на изгиб как круглая плита, опертая и защемленная по контуру и нагруженная бóльшим из давлений –  $P_k$  или  $P_T$ .

Если выразить значение изгибающего момента по формуле  $M = \frac{1,3}{16} p R^2$ , то напряжение в сечении решетки будет равно

$$\sigma_T = \frac{M}{W_{II}} = \frac{1,3 p R^2}{4 S'^2}, \quad (1.48)$$

где  $W_{II} = \frac{1}{4} S'^2$  – пластический момент сопротивления, приходящийся на единицу длины сечения решетки.

Вводя коэффициент прочности решетки  $\phi_p$  и подставляя  $R = D/2$  и  $\sigma_T = 1,5 \sigma$ , получаем, с учетом конструктивной прибавки,

$$S = \frac{D}{4,2} \sqrt{\frac{P_p}{\sigma \phi_p}} + c, \quad (1.49)$$

где  $D$  – средний диаметр прокладки;

$\phi_p$  – коэффициент прочности решетки, учитывающий ослабление решетки отверстиями;

$c$  – конструктивная прибавка.

### 1.5.3. Гидравлический расчет

Гидравлический расчет теплообменника необходим для определения мощности на валах насосов и вентиляторов, а также для установления оптимального режима работы аппарата. Мощность, необходимую для перемещения теплоносителя через аппарат, определяют по формуле

$$N = \frac{V \Delta P}{\eta}, \quad (1.50)$$

где  $V$  – объемный расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  
 $\Delta P$  – перепад давления в аппарате, Па;  
 $\eta$  – КПД насоса или вентилятора.

Гидравлическое сопротивление аппарата складывается из потерь давления на преодоление сопротивления трения  $\Delta P_{\text{тр}}$  и на преодоление местных сопротивлений  $\Delta P_{\text{м.с.}}$ :

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (1.51)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  
 $l$  – длина трубы, м;  
 $d$  – диаметр трубы, м;  
 $w$  – скорость движения жидкости, м/с;  
 $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  
 $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент сопротивления трения при ламинарном движении потока  $Re < 2300$  определяют по формуле  $\lambda = \frac{64}{Re}$ .

При  $2300 \leq Re \leq 10000$  
$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}}.$$

При турбулентном режиме  $Re > 10000$  
$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений  $\xi$  в большинстве случаев определяют опытным путем:

входная и выходная камера (удар и поворот)	1,5
поворот на 180° между ходами и секциями	2,5
вход в трубы или выход из них	1
вход в межтрубное пространство под углом 90°	1,5
поворот на 90° в межтрубном пространстве	1

#### 1.5.4. Интенсификация процесса теплообмена в кожухотрубчатых теплообменниках

Проблема интенсификации работы кожухотрубчатых аппаратов связана с выравниванием термических сопротивлений на противоположных сторонах теплообменной поверхности. Этого достигают либо увеличением поверхности теплообмена (например, оребрением ее со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$ ), либо увеличением  $\alpha$  рациональным подбором гидродинамики теплоносителя.

Теплообмен значительно улучшается при ликвидации застойных зон в межтрубном пространстве. Особенно часто такие зоны образуются вблизи трубных решеток, поскольку штуцера ввода и вывода теплоносителя из межтрубного пространства расположены на некотором расстоянии от них.

Для интенсификации теплообмена иногда используют турбулизаторы – элементы, турбулизирующие или разрушающие пограничный слой теплоносителя на наружной поверхности труб. Эффект теплоотдачи на наружной поверхности труб существенно повышают кольцевые канавки (рис. 1.25), интенсифицирующие теплообмен в межтрубном пространстве примерно в 2 раза.

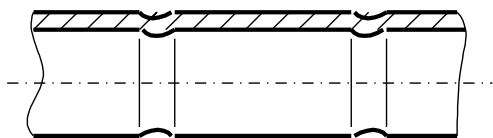


Рис. 1.25. Труба с кольцевыми канавками

В теплообменниках (с передачей теплоты от жидкости в трубном пространстве к вязкой жидкости или газу в межтрубном пространстве) коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  с наружной стороны на порядок меньше, чем с внутренней стороны. Естественно, что применение гладких труб в таких теплообменниках приводит к резкому

увеличению их массы и размеров. Поэтому для интенсификации теплоотдачи разработаны различные конструкции оребренных труб.

Установлено, что оребрение увеличивает не только поверхность теплообмена, но и  $\alpha$  от оребренной поверхности к теплоносителю за счет турбулизации потока ребрами. При этом надо учитывать возрастание затрат на прокачивание теплоносителя. Применяют трубы с продольными (рис. 1.26, а) и разрезными (рис. 1.26, б) ребрами, с поперечными ребрами различного профиля (рис. 1.26, в). Оребрение можно выполнить в виде спиральных ребер (рис. 1.26, г), иголок различной толщины.

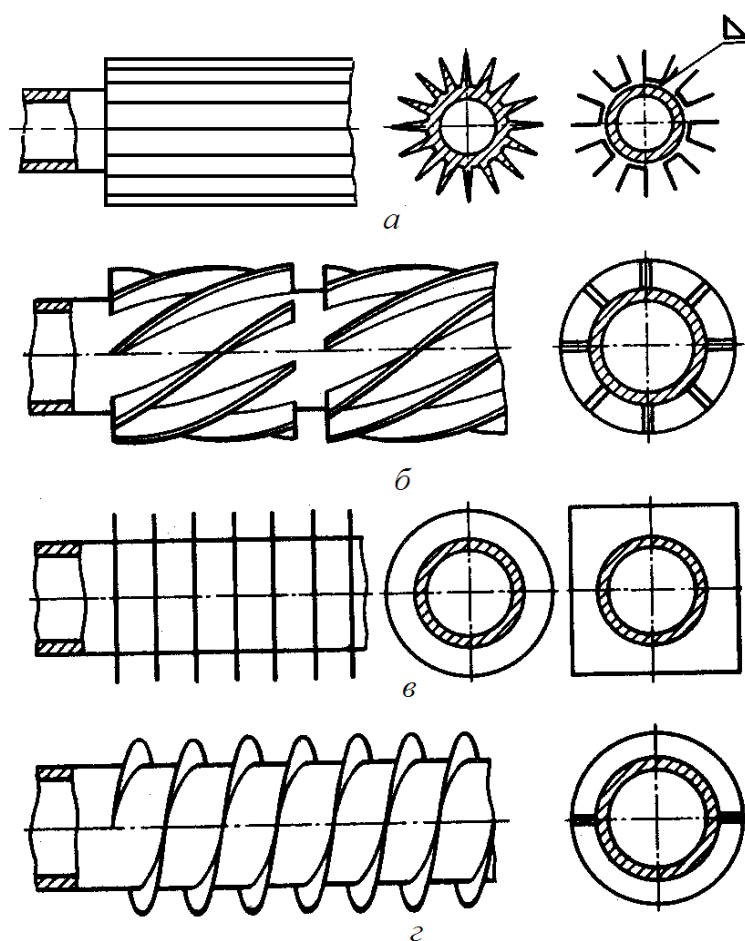


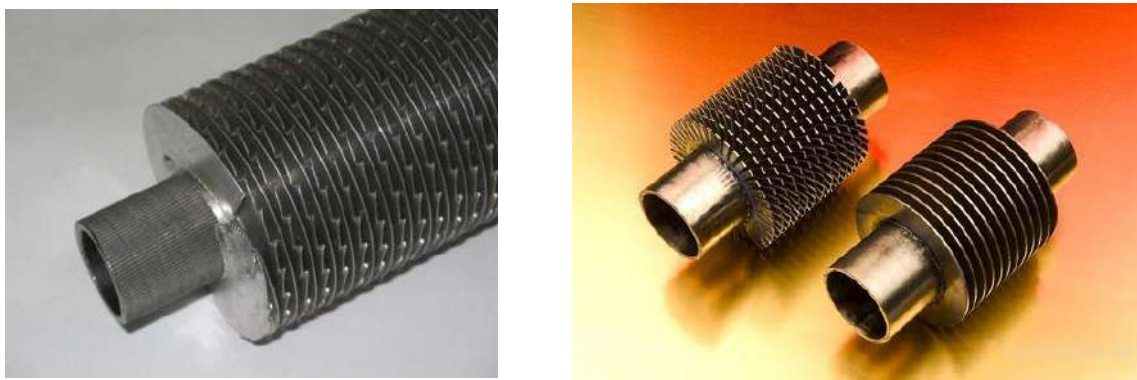
Рис. 1.26. Трубы с оребрением

Спиральное оребрение труб достигается пластической деформацией толстостенной трубы или навивкой ленты на ребро с последующей пайкой. Следует отметить различия в условиях обтекания пучков из трубок с поперечными и спиральными ребрами. При поперечном обтекании труб с круглыми поперечными ребрами теплоноситель движется параллельно плоскостям ребер, а при спиральных ребрах поток рассекается винтовой поверхностью. Поэтому коэффициент теплоотдачи больше у труб со спиральными ребрами, чем у труб с круглыми ребрами.

Различают два вида труб – с высокими и с низкими ребрами. Получение труб с высокими ребрами ( $H > 3,5$  мм) удастся осуществить при использовании трубок из сравнительно мягких пластичных материалов (медь, алюминий и др.). При этом оребренная поверхность в 5–18 раз превосходит поверхность гладкой трубы, диаметр которой совпадает с диаметром трубки несущего оребрения. Применение таких трубок целесообразно в условиях, когда на стороне оребрения коэффициент тепло-

отдачи в несколько раз меньше, чем на внутренней поверхности. Получение труб с низкими ребрами осуществляют методом накатки аналогично накатке резьбы, и оно может быть выполнено на стальных трубах.

В настоящее время изготавливаются оребренные трубы методом навивки алюминиевой ленты на несущую трубу с насечкой наружной поверхности несущей трубы (KLM-ребро) (рис. 1.27), который является передовым методом оребрения в мировой практике аппаратостроения.



*Рис. 1.27. Оребренная труба с насечкой наружной поверхности*

Насечка поверхности увеличивает площадь контакта до 50 % по сравнению с гладкой трубой. Следовательно, несущая труба подвержена более низким термическим напряжениям и увеличивается сопротивляемость знакопеременным термическим нагрузкам. Несущая труба полностью защищена от атмосферной коррозии. Использование данного метода оребрения труб позволяет снизить расход алюминия в 1,6–1,8 раза по сравнению с методом накатки и, как следствие, значительно снизить себестоимость изготовления. Условия применения по температуре – до 300 °С.

Спирально-оребренная поверхность нагрева обладает следующими преимуществами:

- коэффициент теплопередачи увеличивается до 50 %;
- расход труб сокращается до 50 %;
- общий вес теплообменников снижается на 30–40 %;
- ресурс работы поверхности нагрева увеличивается в 2–3 раза.

Если термическое сопротивление определяется трубным пространством, то применяют различные устройства, турбулизирующие внутренний пограничный слой. Это различного рода вставки (спирали, диафрагмы, диски), а также насадки (кольца, шарики), помещаемые в трубу. При этом возрастает гидравлическое сопротивление трубы.

Турбулизирующие вставки в виде диафрагмы (рис. 1.28, *а*) размещают в трубе на определенном расстоянии одна от другой. При наличии таких вставок переход к турбулентному течению в трубах происходит при  $Re=140$ , что позволяет в 4 раза интенсифицировать теплообмен. Вставки в виде дисков (рис. 1.28, *б*) с определенным шагом укрепляют на тонком стержне, вставленном в трубы. Спиральные вставки (рис. 1.28, *в*) обычно изготавливают из тонких алюминиевых или латунных лент. При низких значениях Рейнольдса спиральные вставки позволяют повысить коэффициент теплоотдачи в 2–3 раза.

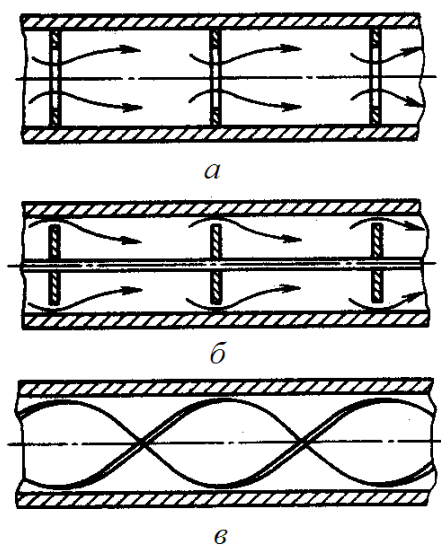


Рис. 1.28. Трубы с турбулизирующими вставками

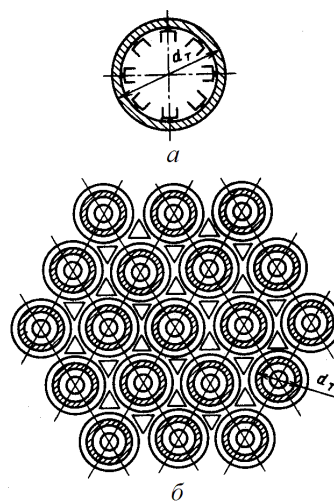


Рис. 1.29. Варианты внутреннего (*а*) и наружного (*б*) оребрения труб

Кроме использования вставок и насадок, теплообмен в трубах можно интенсифицировать применением шероховатых поверхностей, накаткой кольцевых канавок, изменением поперечного сечения трубы ее сжатием. В этом случае даже при ламинарном режиме коэффициент теплоотдачи в трубах на 20–100 % выше, чем в гладких.

Если коэффициент теплоотдачи от среды, проходящей в трубах, на порядок ниже, чем для среды с наружной стороны труб, то выгодно использовать трубы с внутренним оребрением (рис. 1.29, *а*). При теплообмене в системе газ–газ рационально использовать пучки труб с внешними и внутренними ребрами (рис. 1.29, *б*). Для обеспечения направления потока газа между наружными ребрами труб помещены треугольные вставки.

ОАО «Уралтурбо» осуществляет производство высокоэффективных теплообменников с U-образными профилированными трубами (рис.1.30).



Рис. 1.30. Профилированные трубы

По сравнению с гладкими трубами профилированные имеют высокую тепловую эффективность, вибрационную и коррозионную надежность, однако гидравлическое сопротивление на 40–80 % выше, чем у гладких труб.

### 1.6. Теплообменные аппараты типа «труба в трубе»

Теплообменные аппараты типа «труба в трубе» используются главным образом для охлаждения или нагревания в системе *жидкость – жидкость*, когда расходы теплоносителей невелики и последние не меняют своего агрегатного состояния. Иногда такие теплообменники применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред, например в качестве конденсаторов в производстве метанола, аммиака и др. Предусмотрено изготовление аппаратов на условные давления внутри теплообменных труб от 1,6 до 16 МПа, снаружи – от 1,6 до 6,4 МПа.

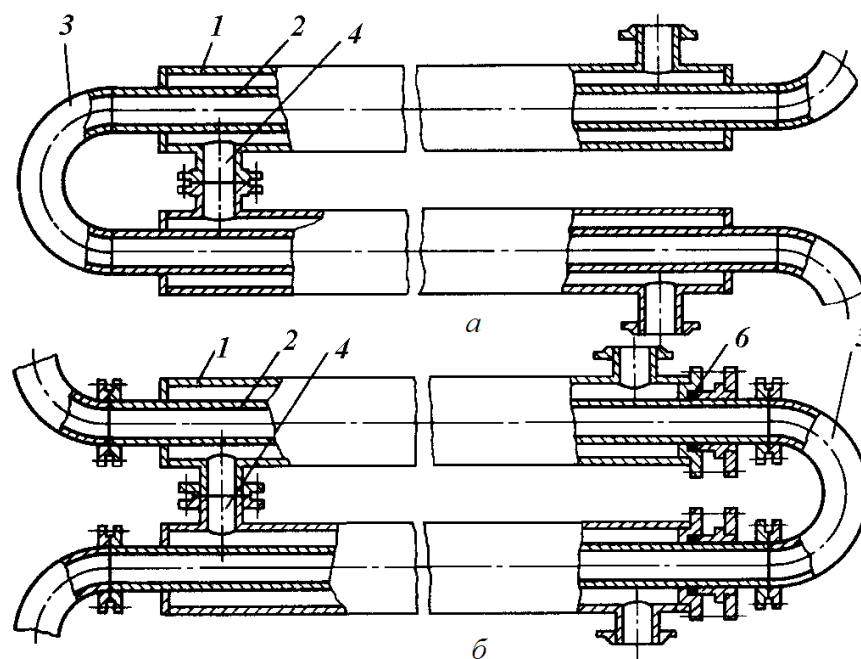
По сравнению с кожухотрубчатыми теплообменники «труба в трубе» имеют меньшее гидравлическое сопротивление межтрубного пространства. Однако при равных теплообменных характеристиках они менее компактны и более металлоемки, чем кожухотрубчатые.

Теплообменники «труба в трубе» могут быть разборными или неразборными; одно- и многопоточные.

Однопоточный неразборный теплообменник (рис. 1.31, а) состоит из отдельных звеньев, в каждое из которых входят трубы – наружная (или кожуховая) 1 и внутренняя (или теплообменная) 2. Наружная труба двумя приварными кольцами связана с внутренней трубой 2 в звено. Звенья, в свою очередь, собраны в вертикальный ряд и составляют теплообменную секцию. При этом внутренние трубы соединены между собой коленами 3, а наружные – штуцерами 4 на фланцах или сваркой.

Неразборные теплообменники являются конструкцией жесткого типа, поэтому при разности температур более 70 °С их не используют. При большей разности температур труб, а также при необходимости

механической очистки межтрубного пространства применяют теплообменники с компенсирующим устройством на наружной трубе (рис. 1.31, б). В этом случае с одной стороны зазор между трубами заваривают наглухо, а с другой – уплотняют сальником. Для изготовления однопоточных неразборных теплообменников применяют трубы длиной от 3 до 12 м и диаметром: внутренние – от 25 до 159 мм, наружные соответственно от 48 до 219 мм.



*Рис. 1.31. Теплообменник «труба в трубе»:*

*а – вариант жесткого крепления труб; б – вариант крепления труб с компенсирующим устройством*

Конструкция разборного многопоточного теплообменника «труба в трубе» напоминает кожухотрубчатый теплообменник типа У. Многопоточные теплообменники имеют два хода по внутренним трубам и два – по наружным. Стандартами предусмотрены многопоточные теплообменники с числом параллельных потоков (в зависимости от числа труб в трубной решетке) 3, 5, 7, 12 и 22. Применяют трубы длиной от 3 до 9 м, наружные – размерами 89×5 мм, а внутренние – 48×4 мм. Теплообменная поверхность составляет от 3 до 66 м<sup>2</sup>. Аппараты изготавливают на условное давление 2,5 и 4 МПа.

В теплообменных аппаратах разборной конструкции внутренние трубы в ряде случаев с наружной стороны выполняют с оребрением (рис. 1.32). Ребра можно изготовлять в виде штампованных корыт, приваренных контактной сваркой, или из полос, которые вставляют в ка-



навки, полученные протяжкой, и затем закрепляют обжатием кромок канавок (завальцовка ребер роликами). Ребра, присоединенные приваркой, эффективнее ребер, прикрепляемых завальцовкой вследствие лучшего прохода тепла в месте соединения. Ребра могут быть получены выдавливанием из металла трубы.

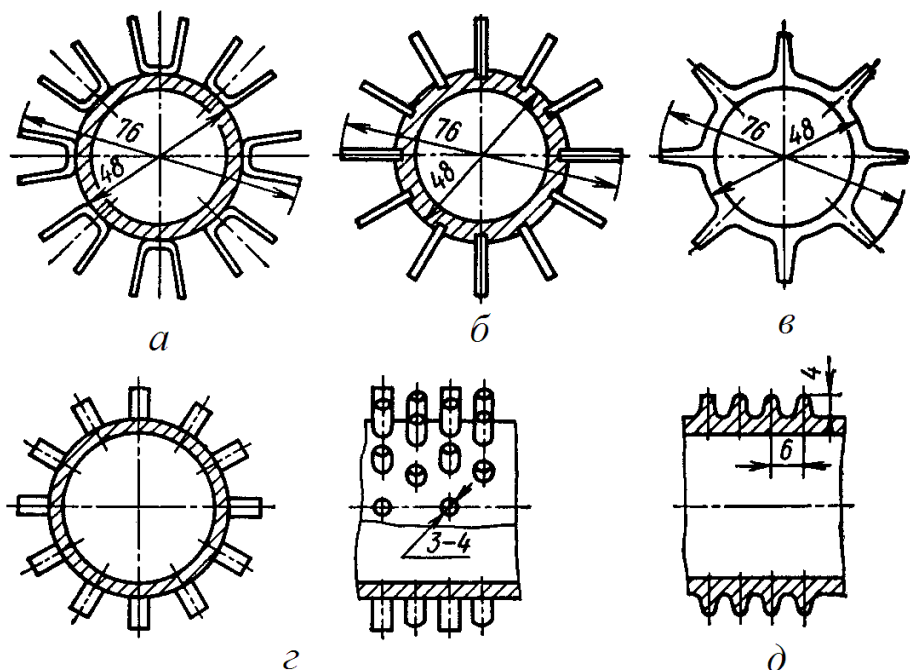


Рис. 1.32. Трубы с ребрами:

*а* – приварными из корыт; *б* – завальцованными; *в* – выдавленными;  
*г* – приварными шиповидными; *д* – накатанными винтовыми

Применяют также ребристые трубы с приварными шипами или с поперечно-винтовым оребрением низкой высоты (3–5 мм), полученным накаткой.

## 1.7. Аппараты воздушного охлаждения

В химической, и особенно в нефтехимической промышленности, большую часть ТА составляют конденсаторы и холодильники. Использование для конденсации и охлаждения различных технологических продуктов аппаратов водяного охлаждения связано со значительными расходами воды и, следовательно, с большими эксплуатационными затратами.

Применение аппаратов воздушного охлаждения в качестве холодильников – конденсаторов имеет ряд преимуществ:

- исключаются затраты на подготовку и перекачку воды;

- снижается трудоемкость и стоимость ремонтных работ;
- не требуется специальной очистки наружной обтекаемой воздушным потоком поверхности труб;
- облегчается регулирование процесса охлаждения.

Аппараты воздушного охлаждения состоят из ряда трубчатых секций, расположенных горизонтально, вертикально, наклонно в виде шатра или зигзагообразно. С торцов аппарат закрыт металлическими стенками. Охлаждающий воздух засасывается и продувается через трубчатые секции вентилятором. По трубам секций пропускают охлаждаемую или конденсируемую среду. Для повышения эффективности аппарата при сравнительно высокой температуре окружающего воздуха (в летнее время) на выходе воздуха из вентилятора предусмотрен коллектор для увлажнения воздуха с целью снижения его температуры.

Секция аппаратов воздушного охлаждения состоит обычно из четырех, шести или восьми рядов труб, которые расположены по вершинам равносторонних треугольников и закреплены развальцовкой в двух трубных решетках, имеющих крышки. Применяют трубы длиной от 1,5 до 12 м с внутренним диаметром 21 или 22 мм. Секции могут быть многоходовыми по трубному пространству. В конденсаторах воздушного охлаждения, где конденсируется охлаждаемая среда и объем ее уменьшается по ходу движения, число труб уменьшают последовательно по ходам. Для предотвращения взаимного смещения труб в пучке между ними предусмотрены дистанционные прокладки из алюминиевой ленты шириной 15 мм. Такие секции выпускают на условное давление от 0,6 до 6,4 МПа.

Для повышения эффективности трубы снабжают поперечным оребрением. Коэффициент оребрения, равный отношению поверхности оребренной трубы к наружной поверхности гладкой трубы по основанию ребер, составляет 9; 14,6 и более (до 23). Оребрение выполняют глубокой спиральной накаткой труб из деформируемого алюминиевого сплава, а также завальцовкой в спиральную канавку на трубе или приваркой металлической ленты или напрессовкой ребер.

Для подачи охлаждающего воздуха применяют осевые вентиляторы пропеллерного типа с диаметром колеса от 0,8 до 7 м производительностью до 1,5 млн. м<sup>3</sup>/ч. Колеса вентиляторов изготавливают сварными из алюминия. Обычно частота вращения – 160–500 об/мин.

В зимнее время возможна опасность переохлаждения конденсируемого в аппарате продукта. Во избежание этого под теплообменными секциями можно устанавливать змеевиковый подогреватель воздуха, выполненный также из оребренных труб.

## **1.8. Оросительные теплообменники**

Оросительные теплообменники состоят из нескольких рядов труб, расположенных одна над другой, по наружной поверхности которых тонкой пленкой стекает охлаждающая их вода. Трубы, через которые прокачивается охлаждаемая рабочая среда, соединены коленами. Для распределения орошающей воды над верхней трубой установлен желобковый или трубчатый ороситель. В трубчатых оросителях вода вытекает многочисленными струями через отверстия трубы, в желобковых – через прорези в верхней кромке желоба.

Теплообменники, устанавливаемые вне здания, во избежание уноса воды ветром имеют ограждения. Теплота перекачиваемой по трубам рабочей жидкости в оросительных теплообменниках отводится за счет нагрева орошающей воды и частично за счет ее испарения, вследствие чего расход воды несколько меньше, чем для теплообменников других типов.

В химической промышленности подобные теплообменники используют для охлаждения химически агрессивных сред, например серной кислоты, поскольку они просты в изготовлении и могут быть выполнены из коррозионностойкого дешевого материала, плохо поддающегося обработке.

Оросительные теплообменники имеют низкую эффективность, но очень просты в изготовлении и ремонте.

## **1.9. Погружные змеевиковые теплообменники**

Погружные змеевиковые теплообменники используют в химической промышленности для теплообмена между средами, одна из которых находится под высоким давлением. Змеевиковые теплообменники по форме подразделяют на винтовые и зигзагообразные. Первые представляют собой змеевик, согнутый из трубы по форме винтовой пружины. Его устанавливают внутри аппарата или приваривают к наружной поверхности корпуса. В последнем случае змеевики могут быть изготовлены из полутруб и уголков. Змеевик погружен в сосуд с жидкой рабочей средой. Другая жидкость или газообразная среда под давлением пропускается по трубам.

Змеевиковые теплообменники характеризуются хорошей способностью к самокомпенсации температурных напряжений и низким гидравлическим сопротивлением. Их недостаток – сложность изготовления и монтажа.

## 1.10. Витые теплообменники

Витые теплообменники широко распространены в технологии глубокого холода, при получении жидкого азота и кислорода, для разделения многокомпонентных систем. Они обеспечивают компенсацию температурных деформаций труб и плотность в местах их крепления в трубной решетке. Поверхность теплообмена в единице объема больше, чем в теплообменниках с прямыми трубами. Витые теплообменники могут работать при более высоких давлениях по сравнению с прямыми трубами.

Изготавливают витые теплообменники из медных, стальных и алюминиевых труб. Витой теплообменник состоит из центральной трубы – сердечника, на которую навивают пучки труб. Это все помещают в кожух, а концы трубок закрепляют в коллекторах. Величину зазора между трубами регулируют дистанционными прокладками. По трубам пропускают газ высокого давления, а газ низкого давления подают в межтрубное пространство.

Медные витые теплообменники изготавливают из труб  $d_n$  до 15 мм, толщина стенки – 0,75–2,5 мм. Относительный шаг навивки поперек потока находится в пределах  $t_1 = \frac{S_1}{d_n} = 1,05–1,5$ ; вдоль потока –

$$t_2 = \frac{S_2}{d_n} = 1–1,4,$$

где  $S_1$  – расстояние между осями труб соседних слоев;

$S_2$  – расстояние вдоль потока между осями труб;

$d_n$  – наружный диаметр труб.

Витые теплообменники выполняют многозаходными (рис. 1.33), причем число труб в заходе увеличивается по мере увеличения среднего диаметра слоя навивки. В первом от сердечника слое число труб в заходе от 2 до 10 и постепенно увеличивается к наружным слоям. Число труб в последних заходах может быть до 30.

В низкотемпературных установках медные трубы в коллекторах крепятся при помощи мягкого оловянно-свинцового припоя. Длина медных или алюминиевых труб – до 16 м, поверхность теплообмена до 4500 м<sup>2</sup>.

Выпускают витые теплообменники и других типов, применяемых для нагрева вязкой жидкости. В кожух вставляют трубный пучок из тонких труб  $d_n = 12$  мм, свитых в форме змеевиков. Если трубы изготовлены из нержавеющей стали, меди или алюминия, то концы их

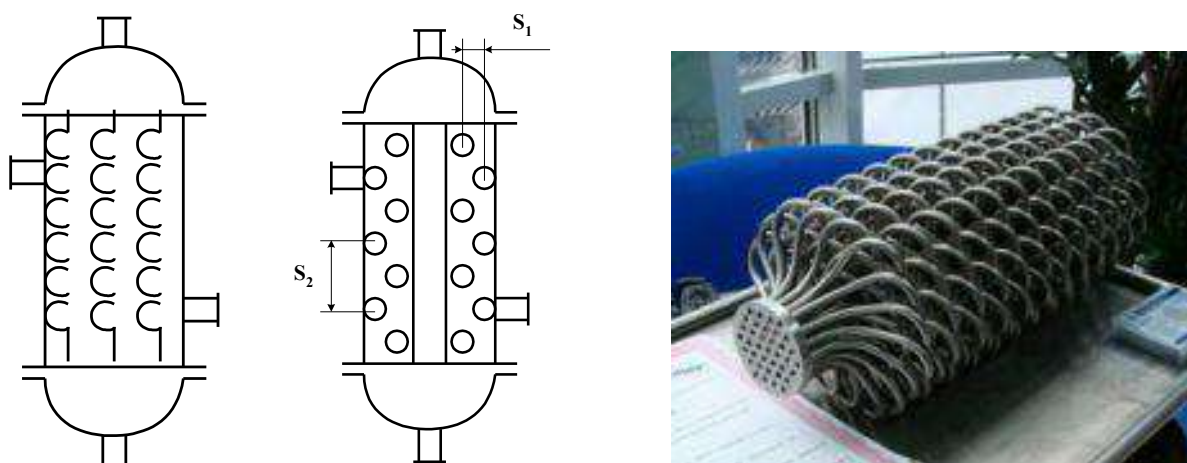


Рис. 1.33. Витые теплообменники

закрепляют в трубных досках с гнездами и канавками при помощи соединительных колец. Стальные трубки приваривают к трубной решетке. Теплообменник пригоден для жидкостей, не дающих отложений.

### 1.11. Аппараты с поверхностью теплообмена, изготовленной из листового материала

Несмотря на то, что кожухотрубчатые теплообменники наиболее распространены в химической промышленности, однако широко применяют и теплообменники из листового материала, главным образом, пластинчатые и спиральные.

Теплообменники из труб конструктивно просты и могут быть использованы в широком диапазоне давлений и температур рабочих сред, но имеют малый **коэффициент унификации**, т.е. отношение числа узлов и деталей, одинаковых для всего размерного ряда, к общему числу узлов и деталей в аппарате составляет 0,13. Аналогичный коэффициент для пластинчатых теплообменников равен 0,9.

Достоинством ТА из листового материала является низкая металлоемкость, легкость очистки и высокая эффективность.

#### 1.11.1. Пластинчатые теплообменники

Пластинчатые теплообменники представляют собой аппараты, теплообменная поверхность которых образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью. Их разделяют по сте-

пени доступности поверхности теплообмена для механической очистки и осмотра на разборные, полуразборные и неразборные (сварные).

**Разборные пластинчатые теплообменники** эксплуатируются при давлении до 0,6 МПа и температуре от  $-20$  до  $120$  °С. Поверхность теплообмена состоит из гофрированных пластин, которые можно изготавливать из любого штампуемого металла, и количественно равна  $3-160$  м<sup>2</sup>. При малых скоростях потока  $Re > 200$  турбулентный характер движения сред создается благодаря гофрированным пластинам. Это позволяет получить высокий коэффициент теплопередачи. Разборные теплообменники эффективны при работе с жидкими вязкими средами, которые склонны к ламинарному характеру движения.

Преимущество разборных пластинчатых теплообменников:

- можно вручную легко и быстро разобрать, что обеспечивает свободный доступ к механической чистке;
- при наличии запасных пластин и прокладок аппарат отличается хорошей ремонтоспособностью, что увеличивает срок его службы;
- теплообменник можно легко перекомпоновать, т.е. установить любое оптимальное число ходов со стороны каждой рабочей среды и увеличить или уменьшить число пластин, что позволяет настроить теплообменник на оптимальный гидродинамический и тепловой режим даже при изменении эксплуатационных режимов;
- теплообмен происходит в тонких слоях рабочих сред, объемы и время пребывания которых сравнительно малы, что позволяет осуществлять процессы с термонестабильными средами, а также легко проводить автоматическое регулирование процесса.

Серийно выпускаемые разборные пластинчатые теплообменники могут работать с загрязненными рабочими средами при размере твердых включений не более 4 мм. Разборные теплообменники состоят из набора штампованных пластин, устанавливаемых между подвижными и неподвижными плитами, образующими раму аппарата. Между пластинами образуются извилистые щелевидные каналы, уплотнение которых создается резиновыми прокладками. Прокладки изготовляют из резины формованием и укрепляют в пазу пластины на клею. Имеются резиновые прокладки, которые работают по типу «шип-паз». Обратная сторона стенки паза образует выступ (шип), прижимающий прокладку соседней пластины, благодаря чему достигается надежное уплотнение даже при некотором износе уплотнения. Для прокладок применяются специальные марки резины, стойкие к температуре и к средам. Некоторые рабочие среды могут воздействовать на физические свойства прокладок: твердость, эластичность. Поверхность прокладки, соприкасающаяся с рабочей средой, сведена к минимуму. Соприкосновение происходит по

кромке шириной 1–3 мм. Изношенные прокладки легко удаляются из паза и заменяются новыми.

Серийно выпускаемые пластинчатые теплообменники комплектуют пластинами, штампованными из листового металла толщиной 1 мм. Гофры пластин обычно имеют в сечении профиль равностороннего треугольника высотой 4–7 мм и основанием длиной 14–30 мм (в вязких жидкостях – до 75 мм). Гофры выполняют горизонтальными, «в елочку», под углом к горизонтали и др. Материал пластин – оцинкованная или коррозионно-стойкая сталь, титан, алюминий, мельхиор, хастеллой.

**Хастеллой** (англ. *Hastelloy*) – наименование группы сплавов на основе никеля, имеющих высокую стойкость к коррозии. В состав сплавов хастеллой, как правило, входит молибден до 30 % мас., также могут присутствовать хром до 23 %, железо до 29 %, углерод до 0,15 %. В качестве легирующих добавок применяются кобальт, медь, марганец, титан, цирконий, алюминий, вольфрам, ванадий и ниобий. Применяется для изготовления аппаратуры и деталей, работающих в сильно агрессивных средах, а также в качестве жаропрочных материалов. В России производят хастеллой марок Н70МФ, ХН65МВ и др.

Разборные пластинчатые теплообменники изготавливают пяти исполнений: на консольной раме с одинарными пластинами; на двухопорной раме с одинарными пластинами; на трехопорной раме с одинарными пластинами; на двухопорной раме со сдвоенными пластинами; на трехопорной раме со сдвоенными пластинами.

Для изготовления теплообменников с поверхностью теплообмена от 3 до 160 м<sup>2</sup> требуется два типа размера пластин с поверхностью 0,2 м<sup>2</sup> и 0,5 м<sup>2</sup>. Для каждого типа размера пластин достаточно изготовить два типа размера рам.

Группа пластин, в каналах которых рабочая среда движется только в одном направлении, составляет **пакет**. Один или несколько пакетов, сжатых между неподвижной и подвижной плитами, называется **секцией**. Компоновку пластин и направление движения рабочих сред принято изображать на плоских схемах. Компоновка пластин по числу каналов и пакетов может быть симметричной (одинаковой для обеих рабочих сред) и несимметричной.

В общем случае схему компоновки пластин обозначают так:

$$C_x \left[ \sum_{i=1}^k m_1^i / \sum_{j=1}^n m_2^j \right],$$

где  $m_1, m_2$  – число каналов в пакете для охлаждаемого и нагреваемого теплоносителя;

$k$ ,  $n$  – число последовательно включенных пакетов в аппарате для охлаждаемого и нагреваемого теплоносителя.

Симметричная схема компоновки теплообменника приведена на рис. 1.34, которая соответствует обозначению  $Sx [(2+2)/(2+2)]$ .

При заданном расходе теплоносителя подбором числа пластин в пакете достигают требуемой скорости движения по каналам между пластинами. Если расходы теплоносителей значительно различаются, то для поддержания постоянного гидравлического сопротивления каналов применяют несимметричные схемы компоновки пластин; при этом число каналов и пакетов для каждого теплоносителя неодинаково. Примером может служить схема компоновки теплообменника  $Sx [(2+2+2)/(4+3)]$ , приведенная на рис. 1.35.

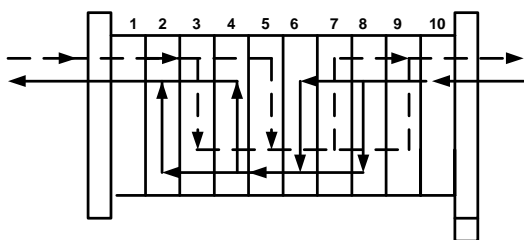


Рис. 1.34. Схема компоновки пластинчатого теплообменника в два симметричных пакета

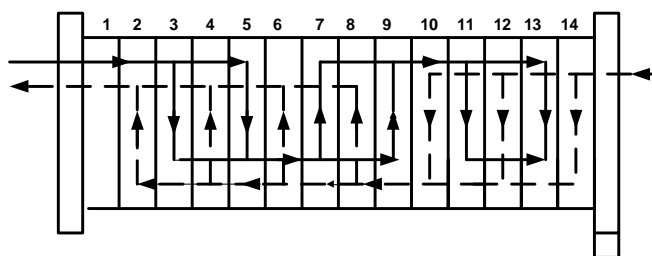


Рис. 1.35. Несимметричная схема компоновки пластин

Теплообменные пластины различаются расположением в них отверстий для теплоносителей на пластины с диагональным (рис. 1.36) и односторонним (рис. 1.37) расположением отверстий; те и другие выполняют правыми и левыми. Благодаря чередованию в пакете правых и левых пластин образуются две изолированные системы каналов.

Пластины с односторонним расположением отверстий взаимозаменяемы. При сборке правые пластины получают поворотом их относительно левых на  $180^\circ$ . Левые и правые пластины с диагональным расположением отличаются расположением прокладки и поэтому не являются взаимозаменяемыми.

**Полуразборные пластинчатые теплообменники** разработаны на рабочее давление до 4 МПа и температуру до  $200^\circ\text{C}$ . Поверхность теплообмена может изменяться в широком диапазоне и достигать  $300\text{ м}^2$ . Теплообменник имеет высокие тепловые характеристики, как и разборные пластинчатые теплообменники, но может быть разобран для механической чистки только со стороны одной из рабочих сред.



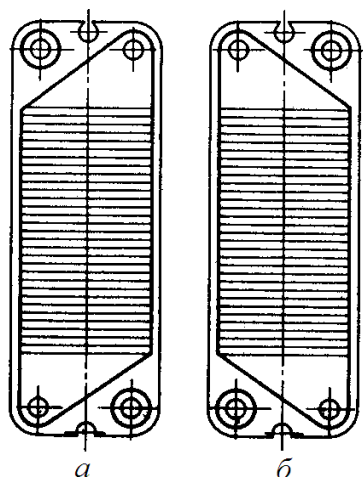


Рис. 1.36. Пластины с односторонним расположением отверстий:  
а – левая; б – правая

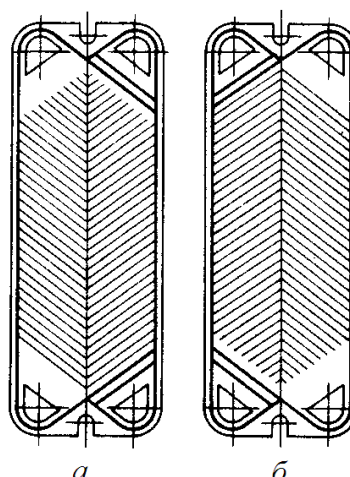


Рис. 1.37. Пластины с диагональным расположением отверстий:  
а – левая; б – правая

С теплотехнической точки зрения использование полуразборных теплообменников дает ряд преимуществ:

- небольшой эквивалентный диаметр  $d_э = 7-14$  мм позволяет достичь более высоких коэффициентов теплопередачи  $K$ , превосходящих на 40–100 % коэффициент теплопередачи кожухотрубчатых теплообменников;

- проявляется совместное действие таких факторов, как передача тепла к тонкому слою жидкости и общее повышение скоростей потоков за счет сравнительно малых площадей поперечного сечения каналов в пучке;

- теплопередача в тонком слое позволяет получить большие коэффициенты теплопередачи  $K$  при работе с жидкостями малой теплопроводности.

Полуразборные пластинчатые теплообменники рекомендуется применять в случае, когда одна из рабочих сред не дает отложения на поверхности теплообмена, а вторая среда, дающая отложения, направляется в межтрубное пространство, доступное для механической очистки.

**Неразборные пластинчатые теплообменники** разработаны на рабочее давление до 4 МПа и температуру 400 °С. Уплотнение в теплообменнике достигается за счет сваривания пластин. Сварные неразборные теплообменники наиболее эффективны при работе с газообразными, парообразными и жидкими рабочими средами, не загрязняющими поверхность теплообмена. Удельная поверхность 900–1400 м<sup>2</sup> на 1 м<sup>3</sup> объема пакета. Компоновка теплообменных поверхностей может быть

различной: прямоточной, противоточной, перекрестного тока и смешанной.

Основные преимущества: высокий КПД; компактность; малый вес и объем; возможность одновременного теплообмена между несколькими теплоносителями в одном блоке.

Недостатки: полная неразборность и сложность изготовления.

**Теплообменники со сварными кассетами.** Эти уникальные пластинчатые теплообменники, устойчивые к высоким давлениям, применяются в процессах конденсации или испарения при работе с однофазными средами. Теплообменники со сварными кассетами идеальны для применения на предприятиях пищевой и фармацевтической промышленности.

Теплообменник состоит из пакета прямоугольных кассет, которые образуются из двух пластин, сваренных по двум противоположным сторонам. Пакет кассет помещается в специальную раму, которая состоит из четырех стоек, закрепленных между двумя днищами (рис. 1.38). Кассеты в пакете располагаются с одинаковыми зазорами, образующими второй контур теплообменника.

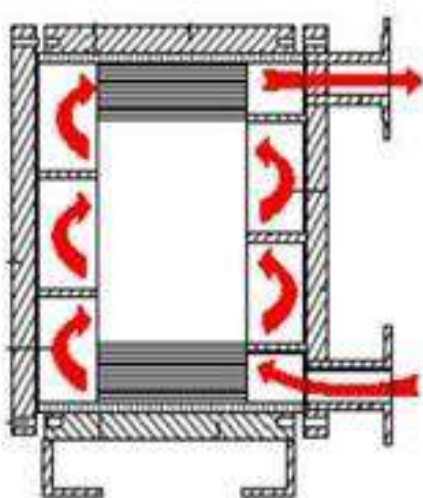


Рис. 1.38. Теплообменник со сварными кассетами

В теплообменнике осуществляется перекрестное движение потоков. В свободном пространстве между стойками, кассетами и крышками-дверями образуются распределительные камеры. Они могут иметь разделительные перегородки по каждому контуру для оптимизации циркуляции жидкостей (многоходовая схема).

Каналы каждого контура открыты по всей ширине входной и выходной распределительной камеры и закрыты по бокам в продольном направлении. Каждый контур также оснащен двумя съемными крышками-дверями, обеспечивающими доступ к теплопередающим поверхностям каналов.

Выпускается два типа сварных кассет. Тип НХS (рис. 1.39, а) состоит из двух взаимно перпендикулярных прямоугольных гладкостенных каналов с приваренными к поверхностям кассет разделительными шипами. Используются при наличии двух вязких или загрязненных жидкостей. Тип НХЕ (рис. 1.39, б) также состоит из двух каналов, но они имеют разную конфигурацию. Один проточный канал в кассете об-

разован двумя пластинами с выштампованными регулярными лунками. В местах соприкосновения лунок кассеты сварены точечной сваркой. Другой проточный канал образуется между двумя кассетами и не имеет перемычек. Это так называемый "свободный канал". Используются при работе с жидкостью с большим содержанием механических примесей (волокна).

Преимущества теплообменников со сварными кассетами:

- простота конструкции;
- полный доступ к поверхностям теплообмена;

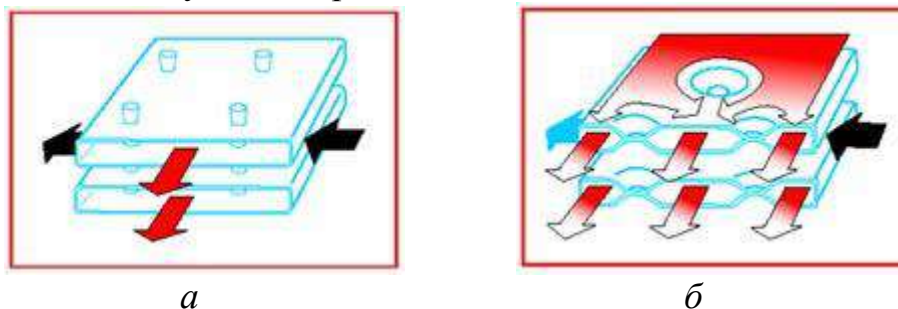


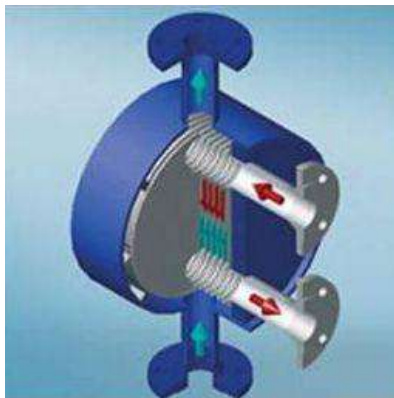
Рис. 1.39. Типы сварных кассет

- высокие предельные эксплуатационные характеристики;
- широкие проточные каналы для вязких сред и суспензий;
- разделительные пластины позволяют организовать многоходовые схемы теплообмена;

– простота обслуживания и чистки: четыре боковые крышки-двери могут быть оснащены петлями, обеспечивающими более легкий и быстрый доступ к обоим контурам проточных каналов при обслуживании теплообменника; глубина обслуживания канала (механической чистки) достигает 500 мм; поскольку теплообменные кассеты полностью доступны, то могут быть проинспектированы все сварные швы кассет.

**Кожухопластинчатые теплообменники** представляют собой сварной пакет пластин, помещенный в цилиндрический корпус (рис. 1.40). Принцип действия почти такой же, как у пластинчатых теплообменников. Одна среда движется между гофрированными пластинами, а вторая среда в пространстве между пластинами и корпусом. Используются различные материалы, в зависимости от применения – углеродистая, нержавеющая сталь, титан, хастеллой и пр.

Они характеризуются высоким коэффициентом теплопередачи и возможностью применения более широкого спектра агрессивных сред. Полностью сварная конструкция и отсутствие уплотнений допускает применение в температурном диапазоне от  $-200$  до  $+900$  °С с максимальным рабочим давлением до 16 МПа.



*Рис.1.40. Кожухопластинчатые теплообменники*

Теплообменник обладает одним из лучших показателей компактности среди пластинчатых теплообменных аппаратов.

Недостатком можно считать неразборную конструкцию сварных пакетов пластин и трудности с их очисткой

Кожухопластинчатые теплообменники нашли широкое применение в нефтяной и химической промышленности, тепловых пунктах отопления, вентиляции и ГВС, холодильной промышленности, а так же для утилизации выпаров конденсатных баков.

### **1.11.2. Спиральные теплообменники**

Спиральные теплообменники изготавливают с поверхностью теплообмена  $10\text{--}100\text{ м}^2$ . Они работают как под вакуумом, так и при давлении до 1 МПа при температуре рабочей среды  $20\text{--}200\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Их можно использовать для реализации теплообмена между рабочими средами *жидкость–жидкость*, *газ–газ*, *газ–жидкость*, а также конденсации паров и парогазовых смесей.

Все большее распространение этих теплообменников объясняется простотой изготовления и компактностью конструкции. В таком аппарате один из теплоносителей поступает в периферийный канал аппарата и, двигаясь по спирали, выходит из верхнего центрального канала. Другой теплоноситель поступает в нижний центральный канал и выходит из периферийного канала.

Площадь поперечного сечения каналов по всей длине постоянна, поэтому он может работать с загрязненными жидкостями (загрязнение смывается потоком теплоносителя).

В спиральных теплообменниках поверхность теплообмена образована двумя стальными лентами толщиной 3,5–6 мм и шириной

400–1250 мм, свернутыми в спираль так, что получаются каналы прямоугольного профиля, по которым противоток движутся теплоносители (рис. 1.41). При навивке спирали между ее витками устанавливают полосовые дистанционные вставки, которые обеспечивают зазор между лентами порядка 8–12 мм.

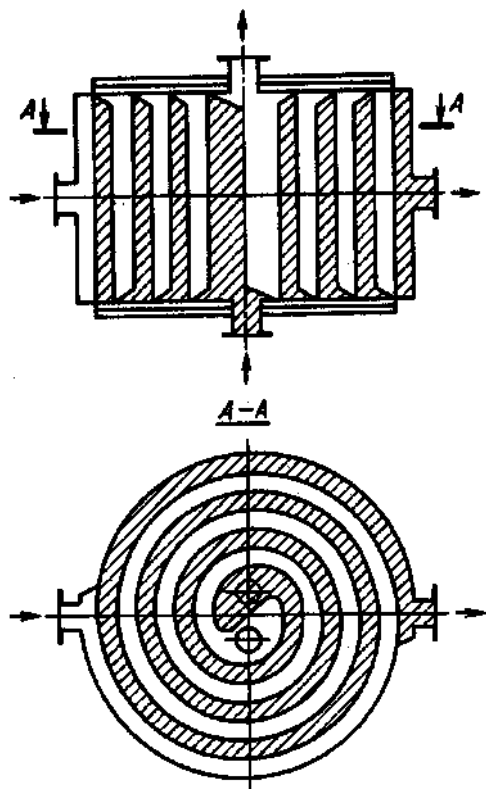


Рис. 1.41. Схема движения теплоносителей в спиральном теплообменнике

С торцов аппарат закрыт крышками на прокладках. В зависимости от способа уплотнения спиральных каналов с торцов различают теплообменники с **тупиковыми** и **сквозными** каналами.

Тупиковые каналы образуют приваркой полосовых вставок к торцу спирали. Такой способ уплотнения каналов исключает возможность смешения теплоносителей при прорыве прокладки и поэтому наиболее распространен. После снятия крышек и прокладок оба канала можно прочистить.

Сквозные каналы с обоих торцов закрыты крышками с прокладками, легко поддаются чистке, но не исключают возможность смешения теплоносителей.

Для получения одной и той же поверхности теплообмена используют стальную ленту различной ширины, в результате чего удается изменить длину и площадь поперечного

сечения канала в соответствии с требуемой тепловой характеристикой.

Наиболее ходовые теплообменники с поверхностью теплообмена  $24 \text{ м}^2$ , которые выпускают в двух вариантах: при ширине ленты 300 мм и диаметре спирали 1000 мм; при ширине 750 мм и диаметре 750 мм.

Основным материалам для изготовления спиральных теплообменников служит нержавеющая или углеродистая сталь. Изготавливают также аппараты из никеля, медно-никелевого сплава и из титана.

Главным преимуществом спиральных теплообменников является их компактность.

Недостатки спиральных теплообменников:

- удельный расход металла на 1 м<sup>2</sup> теплообмена велик и превышает расход для кожухотрубчатых и пластинчатых теплообменников;
- поверхность теплообмена недоступна для ремонта, что уменьшает срок их службы;
- применение спиральных теплообменников возможно при небольших разностях давлений и температур ( $\Delta t = 30\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Большая разность температур вызывает неравномерное удлинение спирали, что затрудняет уплотнение в каналах и создает напряжение в сварных швах.

### 1.12. Циклонные теплообменники

Важнейшей задачей химической промышленности является разработка методов охлаждения газов, несущих взвешенную твердую фазу. Решение задачи связано с трудностями, возникающими вследствие оседания твердых частиц на поверхности теплообмена. При малом содержании твердых частиц в газе время и частота очистки сравнительно невелики и не оказывают заметного влияния на эффективность работы обычных котлов утилизаторов. При высокой запыленности происходит зарастание теплопередающей поверхности, что приводит к непрерывному увеличению слоя отложений.

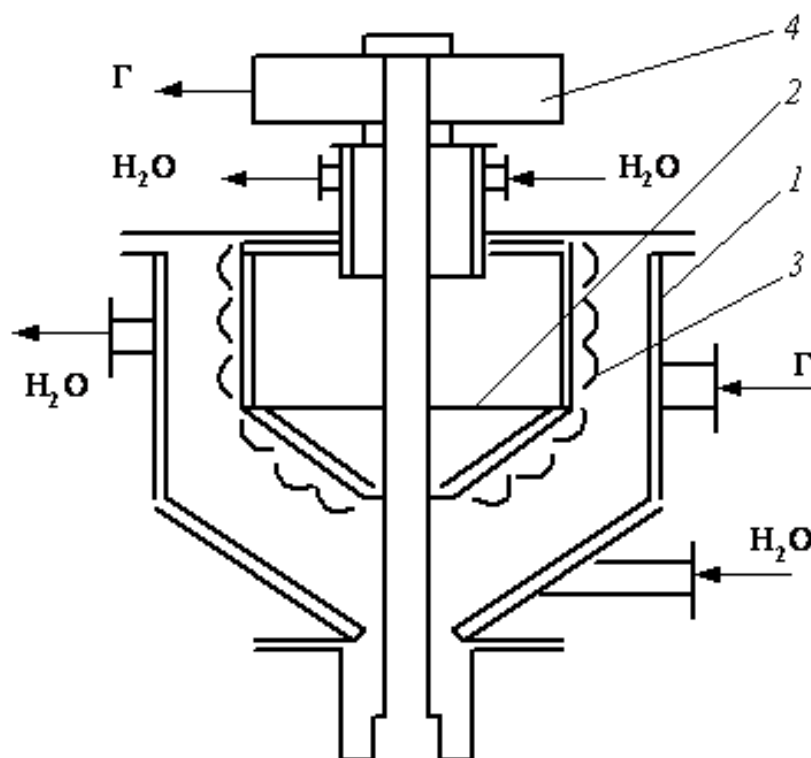


Рис. 1.42. Циклонный теплообменник:  
1 – циклон; 2 – очистное устройство; 3 – стальной трос; 4 – крыльчатка

На базе циклонов–уловителей разработаны циклоны–теплообменники, предназначенные для совместного проведения процесса отделения твердой фазы, находящейся во взвешенном состоянии в газах, и отвода тепла.

В одном из вариантов циклонов–теплообменников (рис. 1.42) энергия вращательного движения используется для предотвращения забивания липкой пылью поверхности стенок, а также их очистки.

Очистное устройство оформлено в виде вала, закрепленного в подшипниках, крыльчатки и рамы. При вращении рамы очистка поверхности стенок от оседающих частиц происходит при помощи стального гибкого троса, который снимает пыль. Такой циклон–теплообменник рекомендуется для очистки и охлаждения газов, содержащих липкие частицы.

### **1.13. Теплообменники из неметаллических материалов**

Развитие химических производств, связанных с переработкой агрессивных сред, выдвинуло на первый план проблему борьбы с коррозией химической аппаратуры. В современном аппаратостроении используют разнообразные материалы, к которым предъявляют первоочередное требование – химическая стойкость в агрессивных средах. Однако если речь идет об изготовлении теплопередающих элементах теплообменников, то необходимо учитывать ряд дополнительных специфических факторов, таких как механическая прочность, высокая теплопроводность и хорошая обрабатываемость материала.

В некоторых процессах решающее значение имеет термическая устойчивость материала. Особое положение среди антикоррозионного материала занимает непроницаемый искусственный графит. Графит обладает высокой стойкостью в водных растворах соляной, плавиковой и фосфорной кислоты при любых температурах; в растворах серной кислоты (70 %) до температуры кипения; щелочи не воздействуют на графит при любых концентрациях и температурах. Графит устойчив в большинстве органических и неорганических растворителях, за исключением сильных окислителей. Окисление графита на воздухе начинается при  $T = 400\text{--}450\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Коррозионная устойчивость графита сочетается с высокой теплопроводностью. Коэффициент теплопроводности в 3 раза выше, чем у олова, в 4 раза выше, чем у нержавеющей стали.

Графит устойчив к тепловому удару, т.е. к воздействию резкой смены температур. Выдерживает перепад температур  $400\text{--}450\text{ }^{\circ}\text{C}$  без разрушения. Причиной этого является высокая теплопроводность и ма-



лая величина коэффициента линейного расширения (в 3 раза меньше, чем у стали).

Графит легко поддается обработке режущим и шлифовальным инструментом. Наблюдения показывают, что графитовая поверхность благодаря отсутствию коррозии и малым силам адгезии в меньшей степени, чем металлическая поверхность, подвержена отложению накипи и загрязнениям.

Несмотря на положительные качества графита, использование его без дополнительной обработки невозможно. Современные технологии изготовления графита не позволяют получить материал совершенно непроницаемый для жидкостей и газов, и объемная пористость искусственного графита составляет около 20 %. Стоимость искусственного графита относительно велика, и его получают нагреванием антрацита без доступа воздуха.

Обработка графита заключается в устранении открытой пористости. Способ получения непроницаемого графита для теплообменников заключается в пропитке графита искусственными или натуральными смолами с последующей их полимеризацией. Наиболее полно разработана технология пропитки с помощью фенолформальдегидной смолы. Также используют и фурановые смолы.

Пропитанные смолами графитовые материалы называют: карбейт, импервит (США); игурит, корбон, диабон (Германия); токабейт (Япония); деланиум (Англия); пропитанный графит (Россия).

В результате пропитки смолой достигается непроницаемость материала для жидкости и газа. Кроме того, заметно возрастает предел прочности на сжатие и растяжение (в 1,5–2 раза) и увеличивается твердость материала. Теплопроводность материала не изменяется, и обрабатываемость остается хорошей. Однако термическая и химическая устойчивость пропитанного графита определяется свойствами используемых смол, которые с этой точки зрения уступают самому графиту. Температурный предел применения большинства марок пропитанного графита составляет порядка 170–180 °С. При температуре более 180 °С материал делается неустойчивым, и при  $T = 250$  °С наступает взрывоопасное разрушение. Оно обусловлено внезапным распадом смолы с образованием газа в порах.

Важно отметить, что указанные предельные температуры (170–180 °С) относятся к материалу стенки, а не к теплоносителю. Пропитанный графит – игурит – может успешно использоваться в случае охлаждения водой газа, нагретого до 1000 °С. Объясняется это тем, что коэффициент теплоотдачи газа значительно меньше, чем воды, и температура стенки оказывается близкой к температуре воды и не превосходит опас-



ного для материала температурного предела. Этот пример говорит о том, что вопрос о применении пропитанного графита в тех или иных условиях с точки зрения теплостойкости может быть правильно решен только на основе теплотехнического расчета.

При пропитке графита фенолформальдегидной смолой химическая стойкость материала становится ограниченной: неустойчив против щелочи. Однако соответствующим подбором пропитывающего вещества круг агрессивных сред, не воздействующих на графитовый материал, можно значительно расширить.

Так, игурит стоек против щелочей при любых концентрациях и температурах. Путем пропитки графита специальной смолой можно уменьшить его чувствительность по отношению к окисляющим агентам, которые воздействуют на непропитанный графит.

Имеется ряд отрицательных свойств пропитанного графита, которые резко отличают его от металла. Он имеет низкую прочность на растяжение и изгиб. Предел прочности на растяжение для различных марок пропитанного графита составляет 10–40 МПа, это в 10 раз меньше, чем для углеродистой стали. Прочность на сжатие – 70–150 МПа. Графит также чувствителен к механическим ударам ввиду своей хрупкости. Низкая прочность графита приводит к тому, что во всех конструкциях теплообменников стенка, разделяющая теплоносители, делается гораздо толще, чем в теплообменниках из металла. Однако благодаря высокой теплопроводности графита это сильно не сказывается на теплоотдаче.

В настоящее время пока не существует простых способов соединения деталей из пропитанного графита. Известные методы – сварка графитовых деталей с помощью электрической дуги в атмосфере аргона при высоком давлении или пайка путем нагрева и сплавления деталей. Однако эти методы сложны, дороги и не применяются в промышленных масштабах. Основным методом соединения графитовых деталей является склеивание при помощи специальных составов на основе искусственных смол. Этот способ требует тщательной подгонки соприкасающихся поверхностей.

### **1.13.1. Блочные графитовые теплообменники**

Блочные графитовые теплообменники используют в качестве холодильников, нагревателей и конденсаторов для одной или двух коррозионных сред. Теплообменники изготавливают из отдельных прессованных блоков: кубических с величиной ребра 350 мм, прямоугольные размером 350×350×700 мм и цилиндрические –  $D=700$  мм,  $H=350$  мм. Блоки соединяют специальной замазкой. Узлы соединения блоков можно

уплотнять также прокладками из термо- и коррозионно-стойкой резины или фторопласта, что обеспечивает разборность конструкции.

Число блоков *1* в теплообменнике может быть от 2 до 6 (рис. 1.43). В каждом блоке просверлены две группы каналов под углом 90° друг к другу. Вертикальные каналы – диаметром 12, 18 или 28 мм, а горизонтальные – диаметром 12 мм. По технологическим соображениям и по условиям прочности минимальная толщина стенки между соседними каналами – 5 мм. Сверху и снизу к крайним блокам примыкают графитовые камеры *2* для отвода и подвода агрессивных сред. Графитовые части теплообменника зажимаются между двумя чугунными крышками *10* с помощью стяжек *7*.

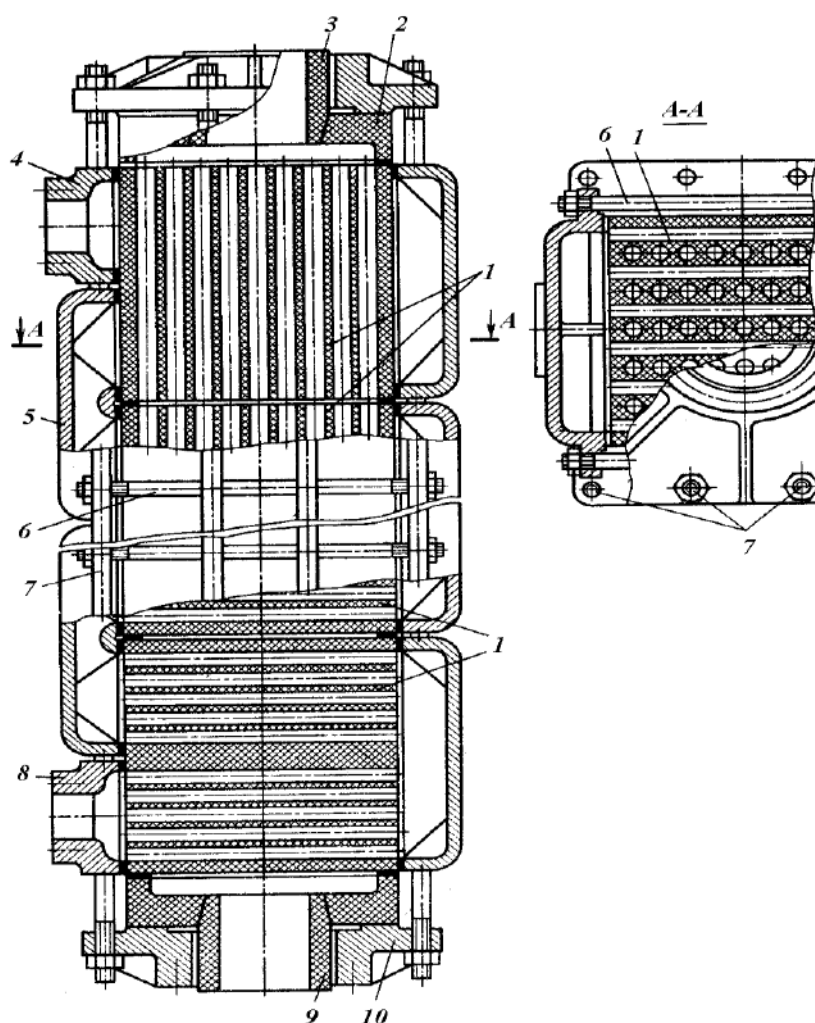


Рис. 1.43. Вертикальный блочный теплообменник

Горизонтальные каналы сообщаются с боковыми переходными (или переливными) камерами *5*, соединенными между собой шпильками *6*.

При этом достигается зигзагообразное движение, как правило, неагрессивной среды по высоте аппарата. Патрубки 3 и 9 служат для ввода и вывода агрессивной, а патрубки 8 и 4 – неагрессивной рабочей среды. Таким образом, осуществляется перекрестно-противоточная схема движения теплоносителей.

Теплообменники выпускают с поверхностью теплообмена 1,8–28,5 м<sup>2</sup> на рабочее давление 0,3 МПа и температуру (–18)÷(+150) °С.

Значительную часть аппаратуры, производимой Новочеркасским заводом, составляют теплообменники, изготовленные из материала, называемого АТМ-1 – антикоррозионный теплопроводный материал. АТМ-1 представляет собой пластмассу на основе фенолформальдегидной смолы с использованием в качестве наполнителя мелкодисперсного искусственного графита. Стойкость АТМ-1 к агрессивным средам примерно соответствует стойкости пропитанного графита. Термическая устойчивость АТМ-1 – порядка 130 °С, это ниже, чем у пропитанного графита (170 °С), и коэффициент теплоотдачи ниже в 3 раза. Однако, несмотря на это, теплообменная аппаратура используется для получения хлорида аммония методом выпаривания из фильтровой жидкости. Как показали исследования, стойким материалом в кипящем хлориде аммония является АТМ-1 и титан, но высокая стоимость аппаратуры из титана вызвала необходимость создания аппаратов с греющими трубами из графитопластика АТМ-1 и с плитками, которые применяют как защитное покрытие сепараторов. Из АТМ-1 налажено производство труб, которые применяют при изготовлении кожухотрубчатых теплообменников диаметром 42 мм и длиной 3 м. Эти трубы вклеиваются в массивные трубные доски, изготовленные из пропитанного графита.

Из искусственного графита АТМ-1 изготавливается емкостная и реакционная аппаратура. Кроме теплообменников, в химической промышленности используются графитовые колонны, башни и реакторы. Колонны из пропитанного графита собираются из отдельных царг. Уплотнения выполняются из химически термостойкой резины и пластмассовых материалов. Колпачки и насадку выполняют из АТМ-1. Внутренний диаметр колонн 300–1000 мм,  $H_{\text{царги}} = 1500$  мм. Толщина стенки – 50–110 мм. Такие колонны рассчитаны на избыточное давление 0,1 МПа и температуру 150 °С.

Новочеркасский завод также выпускает графитированные электроды; графитопластовые материалы АТМ-Ф, АФГМ, АФГ-80ВС; фасонные изделия из искусственного графита; изделия из стеклоуглерода; антифрикционные изделия из графита марок НИГРАН, ХИМАНИТ.

### 1.13.2. Теплообменники из стекла

В агрессивных средах высокой коррозионной стойкостью обладают такие неметаллические материалы, как стекло, керамика и многие пластмассы. Теплообменники из стекла изготавливают в виде змеевиковых и оросительных аппаратов. Предназначены для агрессивных жидкостей (щелочей, солей, органических растворителей и кислот, кроме плавиковой кислоты и ее солей, и горячей фосфорной кислоты), газов и получили распространение в полупромышленных и лабораторных установках.

Высокими качествами характеризуется боросиликатное стекло. Фирма «Пирекс» выпускает змеевиковые погружные холодильники из боросиликатного стекла «Пирекс». Это твердое стекло с температурой плавления 800–900 °С, не содержащее свинца и цинка и устойчивое против температурных толчков (90 °С). Состав стекла «Пирекс»:  $\text{SiO}_2$  – 80,2 %;  $\text{B}_2\text{O}_3$  – 12,9 %;  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  – 3,5 %;  $\text{Al}_2\text{O}_3$  – 2,2 %;  $\text{K}_2\text{O}$  – 1,15 %;  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  – 0,05 %. Прочность в 3 раза выше, чем у обычного стекла. Установки на химических заводах насчитывают от 15 до 600 наименований из стекла. Особое внимание при изготовлении аппаратуры из стекла уделяется тому, чтобы не было резких переходов от толстых стенок к тонким. Из стекла изготавливают ректификационные колонны (насадочные), абсорберы. Аппараты могут быть изготовлены полностью из стекла или с применением металлических деталей.

Для перекачивания агрессивных жидкостей изготавливают насосы с применением технического стекла. Центробежные насосы могут быть изготовлены с максимальной производительностью 50 м<sup>3</sup>/ч, дистилляторы – 2 т/ч, ректификационные установки – 1,5 т/ч, абсорберы для  $\text{SO}_2$  и  $\text{HCl}$  – 1500 м<sup>3</sup>/ч.

Боросиликатное стекло является одним из наилучших материалов для вышеперечисленных установок с точки зрения коррозионной стойкости, простоты изготовления и небольшой стоимости.

Основной недостаток: хрупкость и малая прочность при изгибе и растяжении.

### 1.13.3. Оборудование из керамических материалов

В химической промышленности одно из ведущих мест по отношению к коррозии занимают керамические изделия. Керамика используется больше для реакторов с обогреваемыми стенками. Изготавливаются

реакторы из керамики или из фарфора емкостью 50–500 л. Реакторы снабжаются паровыми рубашками, выдерживающими температуру 120 °С.

Фарфоровые стенки реактора характеризуются высокой коррозионной стойкостью к агрессивным жидкостям, включая плавиковую кислоту и горячие щелочи.

Основным сырьевым материалом для изготовления керамических кислотоупоров служат спекающиеся тугоплавкие и огнеупорные осадочные горные породы – глина и каолин. В процессе обжига и спекания при температуре 1200–1300 °С образуется камнеподобное химически стойкое вещество, которое называется *силиманит*. Керамические материалы стойки к органическим и неорганическим кислотам, за исключением плавиковой и горячей фосфорной, стойки к растворителям и солям.

Основной недостаток керамики и фарфора – низкая теплопроводность.

В России химическая аппаратура из керамики и фарфора изготавливается двух сортов:

- кислотоупорная из глины и каолина;
- дунитовая, содержащая 95 % алевина  $\text{MgFe}_2\text{SiO}_4$  5 % серпентина  $3\text{MgO} \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ .

Из фарфора изготавливают малогабаритное оборудование, из керамики – крупногабаритное: варочные котлы, котлы с мешалками, ванны, сосуды для работы под избыточным давлением, колонны, трубопроводы, циклоны, центробежные и поршневые насосы.

Насадочные и колпачковые колонны собирают из отдельных керамических царг  $H = 200\text{--}400$  мм,  $P_{\text{изб.}} = 0,06$  МПа. Царги соединяют с помощью раструба на кислотоупорной замазке.

Выпускаются керамические реакторы с якорной мешалкой, снабженные рубашкой, с рабочим избыточным давлением 0,1 МПа, емкостью от 25 до 500 л, диаметром 300–900 мм.

#### 1.13.4. Оборудование с эмалированной поверхностью

Для теплообменников с агрессивными средами выпускаются аппараты из углеродистой стали и чугуна с эмалированной поверхностью теплообмена.

Коэффициент теплопроводности эмалевого покрытия очень низкий. Наибольшее распространение получил аппарат типа «сосуд в сосуде» (рис. 1.44). Такой теплообменник представляет собой полый стальной цилиндр 1 с наружной рубашкой 2. Внутренняя поверхность 1 покрыта эмалью. В верхней части имеется штуцер 3 для вывода агрессив-

ной жидкости, а на нижнем фланце укреплена эмалированная крышка со штуцером 4 для ввода агрессивного продукта. Теплоноситель циркулирует между стенками внутреннего сосуда и в рубашке наружного цилиндра.

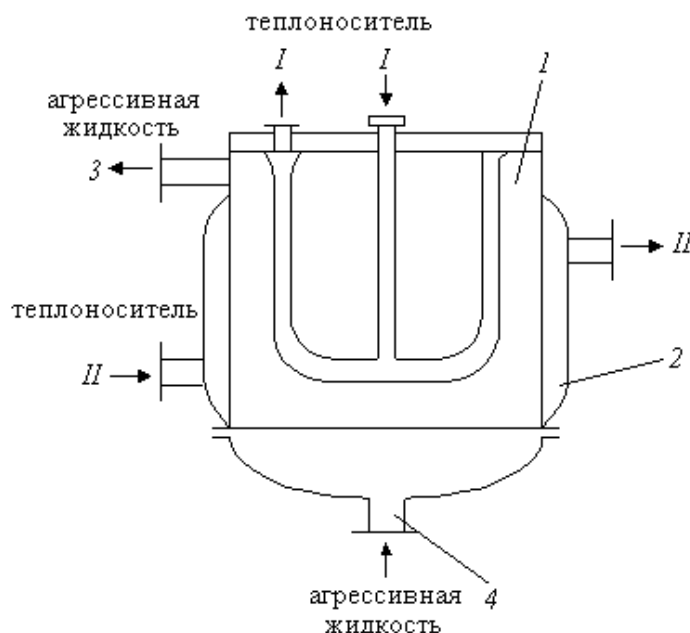


Рис. 1. 44. Эмалированный аппарат типа «сосуд в сосуде»:

1 – стальной цилиндр; 2 – водяная рубашка;

3, 4 – штуцера для агрессивного продукта

Теплообменник типа «сосуд в сосуде» легко разбирается для очистки и ревизии эмалированной поверхности. Для удобства эмалирования поверхности аппараты делают с меньшими переходами и изгибами. Такие аппараты имеют большой удельный расход металла. Аппараты из чугуна с эмалированием работают в пределах  $(-30) \div (+160\text{ }^{\circ}\text{C})$ .

### 1.13.5. Оборудование из пластмасс

Использование пластмасс и материалов на их основе позволяет сократить объем потребления в химической промышленности таких дефицитных материалов, как медь, свинец, титан, серебро и др. В последние годы применение пластмасс в производстве все время возрастает. Это обусловлено увеличением выпуска пластмасс, уменьшением цен на пластмассы по сравнению с металлами и появлением новых видов пластмасс с лучшими физико-механическими свойствами и с большой стойкостью к коррозии.

Для ряда производств применение оборудования из пластмасс особенно перспективно, например: в производстве красителей, в производстве чистых веществ, при фасовке реактивов.

Особенности пластмассовых конструкционных материалов:

**Стойкость к коррозии.** Химически стойкие термопласты конкурируют со многими металлическими материалами и даже антикоррозионными покрытиями. Винипласт и полиэтилен низкого и высокого давления устойчивы к воздействию многих кислот, щелочей и растворам солей различной концентрации. Полипропилен стоек к воздействию минеральных кислот и щелочей.

**Удельный вес (плотность).** При выборе полимера иногда имеет значение малый удельный вес пластмасс, что связано с транспортной обработкой оборудования.

**Предельные температуры и коэффициенты теплопроводности** часто имеют решающее значение при выборе того или иного полимера. В промышленности применяют *фаолит*, который представляет фенолформальдегидную смолу с асбестом. Фаолит выдерживает температуру 140 °С. При температуре менее нуля резко снижается ударная вязкость, и фаолит не выдерживает ударных нагрузок и вибрации.

Применяются также стеклопластики, выложенные изнутри химически стойкими термопластами. Такая аппаратура может эксплуатироваться при более высоких температурах, чем цельнопластмассовая.

Применение пластмасс для аппаратуры, в которой происходит резкая смена температур, ограничено из-за низкой прочности, термостойкости и теплопроводности полимеров.

**Предельное давление.** Аппаратура, изготовленная из винипласта с эллиптическим днищем, емкостью до 1,25 м<sup>3</sup> может использоваться при  $P_{\text{max, изб.}} = 0,04$  МПа. Аппараты емкостью более 1,25 м<sup>3</sup> рекомендуется использовать для работы под налив. Винипластовые емкости диаметром не более 1000 мм могут работать под вакуумом до 300 мм рт. ст.

Аппараты из фаолита с эллиптическим и коническим днищем рекомендуется использовать для работы при  $P_{\text{изб.}} = 0,06$  МПа, а с плоскими днищами — для работы под налив. Для работы под вакуумом до 500 мм рт. ст. рекомендуются аппараты диаметром не более 1000 мм.

## **2. МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ**

Массообменными называют процессы, при которых вещество из одной фазы переходит в другую путем диффузии при определенных рабочих условиях. К таким процессам относятся абсорбция, адсорбция, десорбция, ректификация, сушка, экстракция. В зависимости от способа организации контакта фаз колонные аппараты подразделяют на тарельчатые, насадочные и пленочные, а в зависимости от рабочего давления подразделяются на атмосферные, работающие под давлением и вакуумные.

Около 60 % изготавливаемых аппаратов в стране для абсорбции и ректификации представляют собой тарельчатые колонны, остальные – насадочные колонны. При правильной организации гидродинамики процесса насадочные колонны более экономичны, чем тарельчатые. Колонные аппараты конструктивно состоят из унифицированных и стандартных элементов: крышек, обечаек, днищ, штуцеров, фланцев, люков, опор, внутренних устройств.

Корпуса колонных аппаратов изготавливают трех типов:

- 1) из отдельных царг, соединяемых между собой фланцами на прокладках;
- 2) цельносварные с крышкой на фланцах (для осмотра в корпусе предусматриваются смотровые люки);
- 3) цельносварные с приваренными верхним и нижним днищами (для монтажа и демонтажа тарелок предусмотрены люки-лазы).

Колонные аппараты чаще всего изготавливают из углеродистых и легированных сталей, двухслойных сталей, титановых сплавов, меди, чугуна, керамики, стекла, пластмассы, АТМ-1 и др.

### **2.1. Тарельчатые массообменные аппараты**

Тарельчатыми называют колонные аппараты, у которых внутренними устройствами в рабочей зоне являются тарелки. Тарельчатые колонные аппараты состоят из вертикального корпуса, сферической или эллиптической крышки, днища и жестко скрепленной с корпусом опорной обечайки цилиндрической или конической формы. Использование конических опор для высоких колонн небольшого диаметра способствует повышению их устойчивости и уменьшению нагрузки на опорную поверхность фундаментного кольца. Внутри корпуса колонны смонтированы тарелки, устройство для ввода сырья, отбойное устройство и штуцера для жидкости и пара.

Для удобства монтажа и ремонта тарелок расстояние между ними желательно принимать не менее 450 мм. Монтаж и обслуживание тарелок



лок в аппаратах с цельносварным корпусом выполняют через люки. Люки на корпусе рекомендуется располагать через каждые пять-десять тарелок, в зависимости от диаметра аппарата и типа контактных устройств. Диаметр люков может колебаться от 450 мм до 600 мм, а расстояние между тарелками в месте установки люка – от 800 мм до 1000 мм.

Корпуса тарельчатых колонных аппаратов изготавливаются большей частью с постоянным по высоте диаметром, хотя для колонн больших размеров, в случае если нагрузка по жидкости и пару значительно меняется по высоте, корпус изготавливают из частей разного диаметра, соединенных конусными переходами.

На корпусе колонны предусматриваются штуцера для ввода продукта и вывода пара, ввода флегмы и пара из кипятильника, вывода кубового остатка и циркулирующей кубовой жидкости в кипятильник. Кроме того, аппарат снабжают штуцерами для измерения давления и температуры по высоте аппарата, уровня жидкости, отбора проб и др.

Корпуса аппаратов, работающих при больших рабочих давлениях, а также аппаратов диаметром более 1200 мм выполняют цельносварными. Аппараты диаметром 400–1000 мм изготавливают в царговом исполнении, если рабочее давление в них не превышает 1,6 МПа. Аппараты в царговом исполнении снабжают неразъемными тарелками, представляющими собой отбортованный металлический диск с устройствами (отверстиями, колпачками, клапанами и пр.) для ввода пара на тарелку и слива жидкости. Для создания необходимого уровня жидкости на тарелке установлены сливная и переливная перегородки. Высота переливной перегородки постоянна; она образует так называемый переливной карман, в который погружена сливная труба расположенной выше тарелки. Высоту сливной перегородки можно регулировать для поддержания необходимого уровня жидкости на тарелке.

В аппаратах диаметром 1200 мм и более используют тарелки разборной конструкции (рис. 2.1). Тарелки собирают из отдельных полотен, ширина которых позволяет заносить их в колонну через люки. Полотна размещают на опорных балках. Для соединения полотен используют прижимные планки, струбцины, клиновые соединения. Вертикальная полка уголка и ребро, полученное отгибом одной из кромок полотна, увеличивают жесткость полотна тарелок. Герметичность соединений обеспечивают установкой прокладок.

Существуют различные конструкции крепления полотна тарелки к корпусу. Полотно приваривают сплошным сварным швом к опорному уголку (рис. 2.2, а) или применяют разборные соединения на прокладках (рис. 2.2, б) или с набивкой в виде сальника.

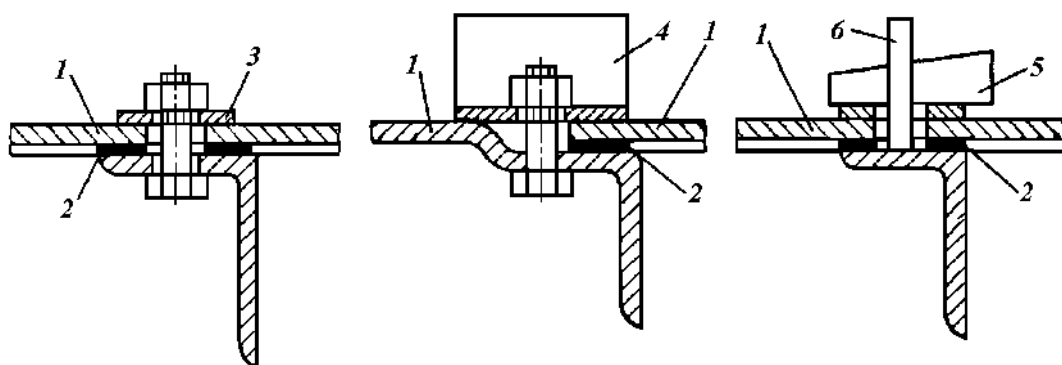


Рис. 2.1. Варианты крепления секций полотна тарелки:  
1 – полотно; 2 – прокладка; 3 – планка; 4 – прижимный уголок;  
5 – клин; 6 – скоба

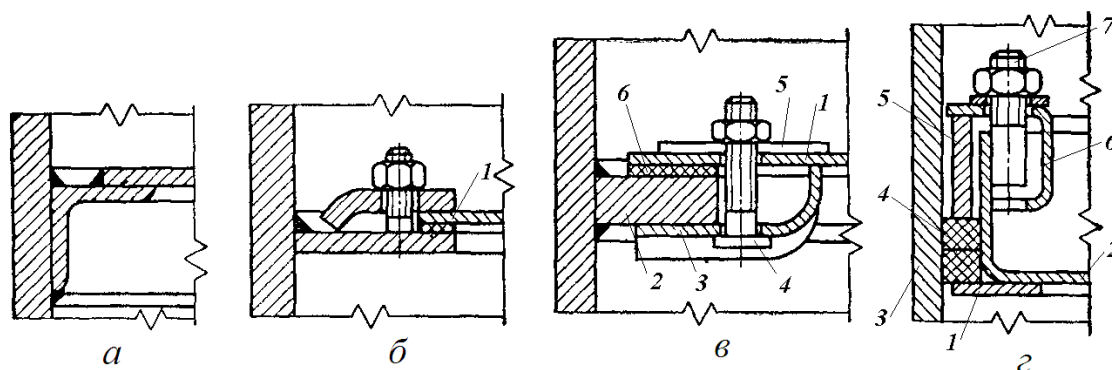


Рис. 2.2. Варианты крепления полотна тарелки к корпусу:  
а – сваркой; б – на прокладке с прижимной планкой сверху;  
в – на прокладке со трубиной; г – на сальнике с набивкой

Упорные кольца 1 предназначены для герметизации тарелок. В зазоре между тарелкой 2 и корпусом колонны 3 установлены прокладки 4 из асбестового шнура, закрепленные нажимным кольцом 5, скобами 6 и шпильками 7, приваренными к тарелке (рис. 2.2, г).

Другая конструкция (рис. 2.2, в) заключается в том, что отдельная секция тарелки 1 крепится к опорной раме 2 трубинами 3, винтами 4 и прижимными планками 5. Герметичность обеспечивается прокладками 6.

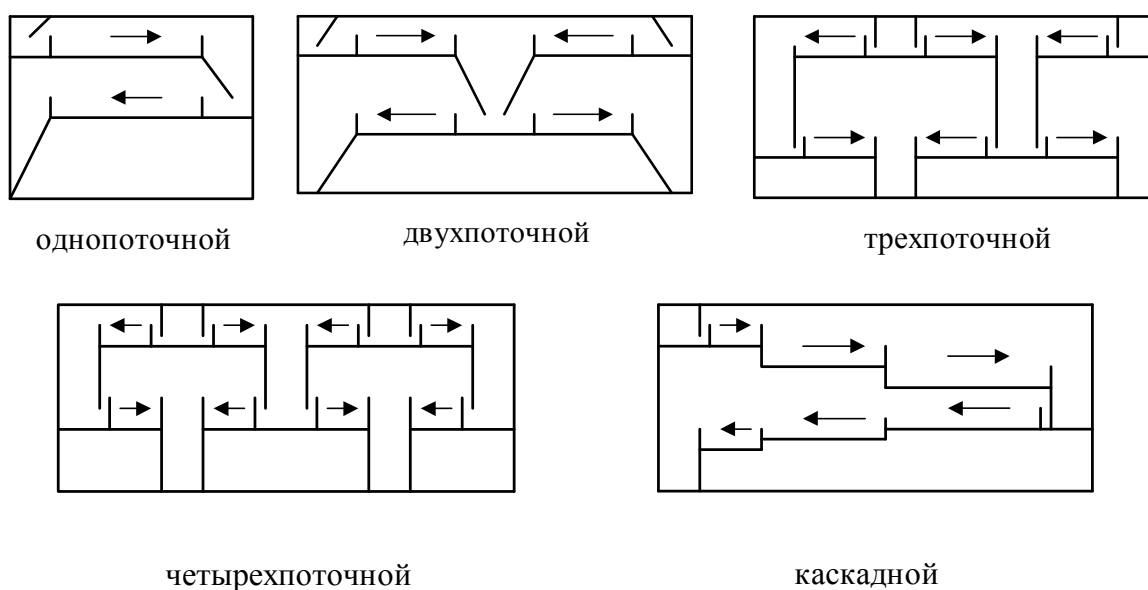
Конструкция узла ввода сырья в колонну зависит от фазового состояния поступающей смеси. Жидкое питание, а также орошающая жидкость (флегма) вводятся непосредственно в переливные карманы тарелок. Переливные карманы, в которые вводится жидкость, обычно углублены ниже тарелки примерно на 300 мм. Иногда для гашения энергии струи в переливном кармане устанавливают отражательную

пластину. При подаче сырья в парожидкостном состоянии энергия струи может быть весьма большой и вызывает изнашивание корпуса. Для защиты корпуса аппарата от эрозионного воздействия струи сырья подается через специальное устройство – **улитку**, форма которой должна обеспечивать равномерное распределение пара по сечению аппарата.

Тарельчатые контактные устройства ректификационных и абсорбционных аппаратов классифицируют:

- по числу потоков;
- по типам и конструкции контактных элементов;
- по характеру взаимодействия фаз в зоне контакта;
- по организации перелива жидкости и др.

По числу потоков (сливов) тарелки выполняют одно-, двух- и многопоточные (рис. 2.3). Применяют также многосливные тарелки с равномерно распределенными по площади сливами и тарелки с каскадным расположением полотна.



*Рис. 2.3. Схемы тарелок*

Многopotочные и многосливные тарелки используют в колоннах большого диаметра и при значительных расходах жидкости. Такие тарелки обеспечивают более равномерный уровень жидкости и распределение паров по площади контактных устройств.

В зависимости от направления движения паровой и жидкой фазы в зоне контакта выделяют тарелки прямоточные, противоточные и с перекрестным током.

По организации перелива жидкости тарелки разделяют на переливные и беспереливные (провального типа).

По типу контактных элементов тарелки разделяются:

- на колпачковые (с капсульными и туннельными колпачками);
- с S-образными элементами;
- ситчатые с отбойными элементами;
- ситчато-клапанные;
- клапанные (одно- и двухпоточные);
- клапанные баластные;
- решетчатые;
- жалюзийно-клапанные;
- струйно-направленные (чешуйчатые).

### **2.1.1. Колпачковые тарелки с капсульными колпачками**

Тарелки с капсульными колпачками до недавнего времени считали лучшими контактными устройствами благодаря простоте эксплуатации и универсальности.

**Тарелки стальные колпачковые** изготавливают по ОСТ 2601-66-86 в двух исполнениях:

- неразборные – типа ТСК для колонных аппаратов диаметром 400, 600 и 800 мм;
- разборные – типа ТСК-Р для колонных аппаратов диаметром 1000–4000 мм.

Неразборными тарелками снабжают аппараты с корпусами из царг. Царгу заполняют 2–6 тарелками, в зависимости от расстояния между ними. Основным элементом такой тарелки – основание – стальной отбортованный диск толщиной 4 мм с отбортованными отверстиями для приварки паровых патрубков.

Капсульные стальные колпачки изготавливают в двух исполнениях: нерегулируемые и регулируемые по высоте диаметром 60, 80, 100 и 150 мм и высотой 50, 55 и 85 мм. Высота прорезей – 15 или 20 мм, число прорезей соответствует указанным диаметрам – 16, 20, 26 и 40.

Колпачки на тарелках располагают по вершинам равносторонних треугольников с шагом от 1,3 до 1,9 диаметра колпачка. Крепление колпачков на тарелке можно выполнить индивидуальным и групповым способами. При индивидуальном способе (рис. 2.4, а) колпачок 1 закреплен гайками 4 и 5 на шпильке 3, приваренной к патрубку 2. Прямоугольное отверстие в колпачке под шпильку с двух противоположных сторон имеет отогнутые кромки. Положение колпачка по высоте регулируют его вращением, причем одновременно вращается и нижняя гайка 5.

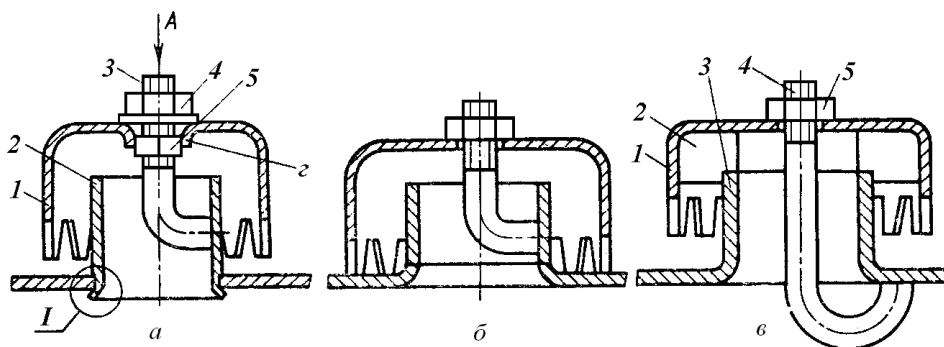


Рис. 2.4. Способы индивидуального крепления колпачка:  
а – на шпильке; б – с опиранием на полотно; в – на ребрах

Применяют также варианты крепления колпачка, не позволяющие регулировать его по высоте. При этом колпачок может упираться нижними кромками прорезей в полотно тарелки (рис. 2.4, б). По другому варианту (рис. 2.4, в) колпачок 1 установлен на трех опорных ребрах 2 и притягивается к патрубку 3 шпилькой 4 с гайкой 5. При таком креплении неточность установки патрубков приводит к неправильному положению колпачков по высоте или перекосу, что вызывает их неравномерную работу.

Существует вариант одновременного (группового) крепления нескольких колпачков на общем уголке. Уголки крепят к кольцу, приваренному к корпусу колонны. При такой конструкции ускоряется и облегчается монтаж тарелок. Патрубки крепят к полотну тарелки развальцовкой или сваркой. Крепление развальцовкой требует увеличения толщины полотна тарелки. Приварка патрубка позволяет уменьшить толщину полотна до 1,5–2 мм. Расстояние между тарелками принимают от 200 мм до 1200 мм. Размеры тарелок в зависимости от диаметра аппарата приведены в ОСТ 2601-66-86.

Разборные колпачковые стальные тарелки типа ТСК-Р отличаются от неразборных большими диаметрами; их монтируют и ремонтируют через люки колонных аппаратов. Тарелки комплектуют колпачками с числом от 43 до 234.

Тарелка работает следующим образом: поступающая жидкость заполняет тарелку на высоту, определяемую сливной перегородкой, при этом прорези колпачков должны быть погружены в жидкость. Пар проходит через паровые патрубки, щели колпачков и барботирует сквозь слой жидкости. Газ и жидкость взаимодействуют в перекрестном токе; жидкость движется по тарелке от переливного кармана к сливной перегородке и далее на расположенную ниже тарелку, а газ – вверх по оси колонны.

Тарелки с капсульными колпачками имеют относительно высокий КПД (0,75–0,8). Их можно использовать при нестабильных нагрузках по жидкости и пару. Гидравлическое сопротивление, зависящее от глубины погружения колпачка, не превышает 1 кПа.

К недостаткам этих тарелок следует прежде всего отнести значительную металлоемкость и трудоемкость изготовления.

**Тарелки стальные колпачковые разборные двухпоточные** изготавливают типа ТСК-РЦ и ТСК-РБ для колонных аппаратов диаметром 1400–5000 мм. Конструктивное отличие их от рассмотренных однопоточных в том, что первая тарелка имеет центральное диаметральное сливное устройство, а вторая тарелка имеет два боковых в виде двух открытых секторов. Вследствие этого перелив и движение жидкости осуществляются двумя потоками.

**Тарелки чугунные колпачковые** типа ТЧК выпускаются в соответствии с ОСТ 2601-496-79 для колонных аппаратов диаметром 1000–2400 мм, собираемых из чугунных царг. Тарелки снабжаются стандартными чугунными колпачками диаметром 110, 160, 260, 355, 460 и 510 мм.

**Тарелки медные колпачковые** типа ТМК нормализованы для медных колонных аппаратов диаметром 500–2000 мм. Конструктивно они аналогичны стальным неразборным тарелкам. Изготавливают также одноколпачковые цельные тарелки типа ТМО для аппаратов диаметром 500–1600 мм.

**Тарелки колпачковые керамические** типа ТКК устанавливают в керамических колонных аппаратах диаметром 300–1800 мм. Главное их преимущество – стойкость керамики к кислотам любых концентраций (кроме плавиковой и фосфорной). Тарелки изготавливают в двух исполнениях: цельные – для аппаратов диаметром до 600 мм и составные – для аппаратов диаметром 800–1800 мм.

**Тарелки с туннельными колпачками** типа ТСТ устанавливают в колонных аппаратах нефтеперерабатывающей промышленности. Их изготавливают для аппаратов диаметром более 1400 мм.

Тарелки собирают из штампованных желобов 1, уложенных по ходу жидкости на опорные уголки 2 и накрытых колпачками 3 так, что между ними образуются паровые каналы (рис. 2.5). Для равномерного распределения пара колпачки в нижней части имеют трапецеидальные прорези. Колпачки крепят на полотне тарелки шпильками 4. Для равномерного распределения жидкости на тарелке сливную планку 5 также выполняют с прорезями. Колпачки штампуют из углеродистой или легированной стали длиной 760–1840 мм, шириной и высотой по 80 мм.

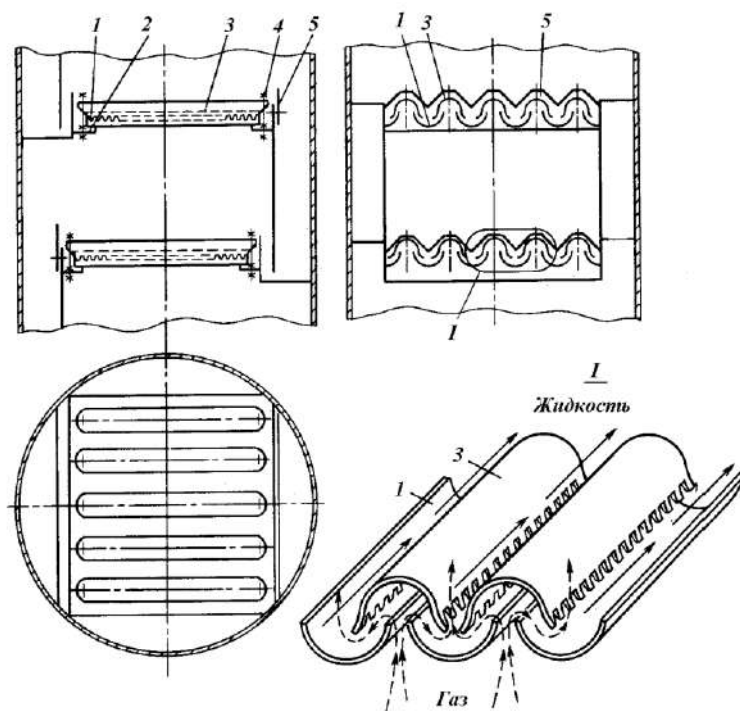


Рис. 2.5. Тарелка с туннельными колпачками

Основное преимущество этих тарелок – небольшое число колпачков и возможность их очистки.

Недостатки туннельных тарелок: сравнительно невысокая эффективность, малая производительность и большая металлоемкость. В настоящее время эти тарелки изготавливают только для ремонта действующих колонн.

**Низкопрофильные колпачковые тарелки** применяются в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и смежных отраслях промышленности (рис. 2.6). Выпускаются различные модификации, отличающиеся размерами и материалом. Выпускаются тарелки одно- и многопоточного типа. Конструкция контактного устройства позволяет эффективно работать при минимальном уровне жидкости на полотно тарелки, что приводит к снижению перепада давления на тарелке и аппарате в целом. Данная тарелка обладает высокой эффективностью, более широким по сравнению с ситчатой тарелкой диапазоном работы.



Рис. 2.6. Низкопрофильная колпачковая тарелка

### 2.1.2. Тарелки с S-образными элементами

В настоящее время в нефтеперерабатывающих колоннах используют тарелки с S-образными элементами 1, установленными перпендикулярно направлению движения жидкости на тарелке (рис. 2.7). Для того чтобы закрыть каналы с торцов и увеличить жесткость тарелки, между S-образными элементами устанавливают пластины 2.

Особенностью этой тарелки является течение жидкости не вдоль колпачков, как у туннельных тарелок, а поперек. Слой жидкости движется единым потоком по тарелке в направлении к сливу, проходя над S-образными элементами и переливаясь через них. Пары проходят через прорези S-образного элемента, барботируют через жидкость и при этом способствуют ее движению по тарелке.

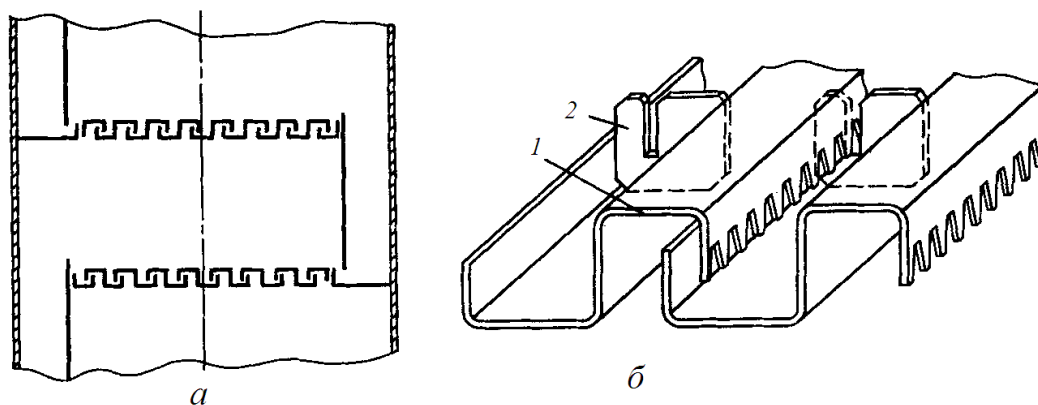


Рис. 2.7. Тарелка с S-образными элементами:  
а – общий вид; б – элемент

Особенностью этой тарелки является течение жидкости не вдоль колпачков, как у туннельных тарелок, а поперек. Слой жидкости движется единым потоком по тарелке в направлении к сливу, проходя над S-образными элементами и переливаясь через них. Пары проходят через прорези S-образного элемента, барботируют через жидкость и при этом способствуют ее движению по тарелке.

У тарелки из S-образных элементов более полно используется сечение колонны, чем у туннельных, и она обладает более высокой производительностью. Простота конструкции позволяет быстро собрать и разобрать ее. Металлоемкость тарелок с S-образными элементами почти вдвое меньше, а производительность на 20–30 % больше по сравнению с капсульными. Эффективность или КПД составляет 0,6–0,8. Оптимальная нагрузка по газу для этой тарелки на 10–25 % меньше, чем для колпачковой.



Стандартом (ОСТ 2602-536-78) предусмотрены тарелки:

- однопоточные диаметром 1000–4000 мм;
- двухпоточные диаметром 1600–8000 мм;
- четырехпоточные диаметром 4000–5000 мм.

### 2.1.3. Ситчатые тарелки с отбойными элементами

Тарелки состоят из 1–15 секций (в зависимости от диаметра) перфорированного стального листа толщиной 2 мм с просечно-вытяжными щелевидными отверстиями (рис. 2.8). Направление просечки совпадает с направлением движения жидкости. Над полотном тарелки поперек потока жидкости с шагом 200 мм и углом наклона  $60^\circ$  к полотну устанавливают отбойные элементы из просечно-вытяжного листа высотой 150 мм.

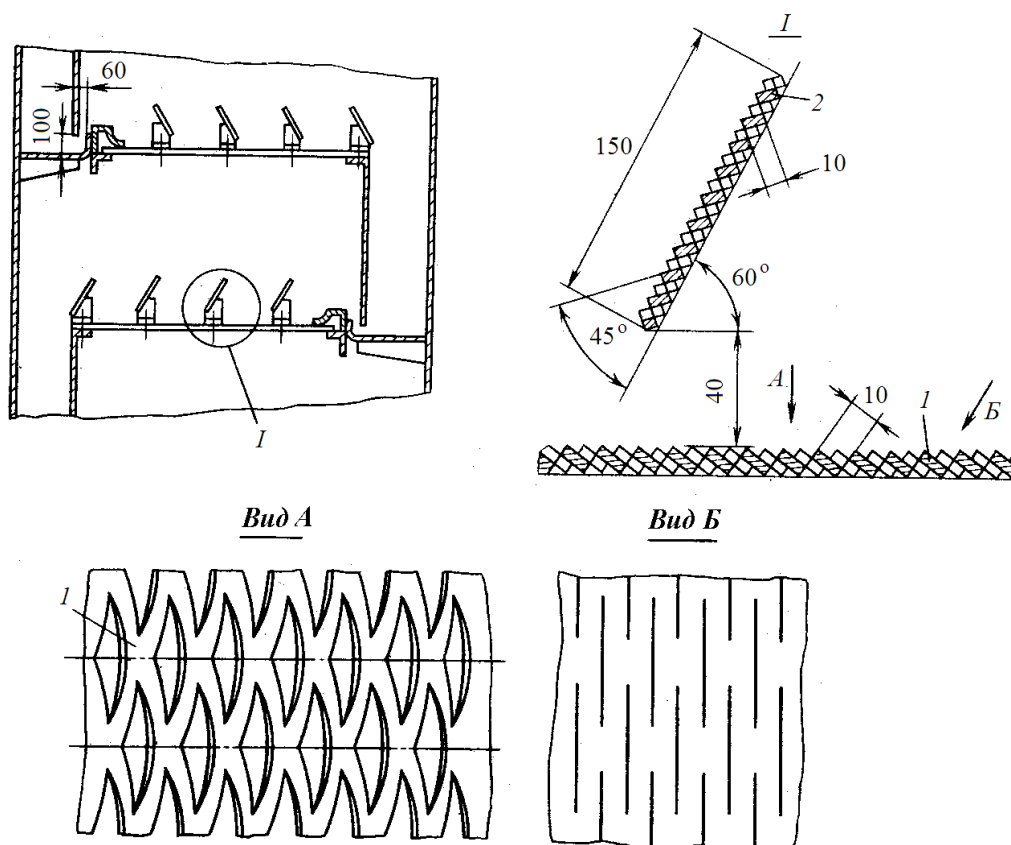


Рис. 2.8. Тарелка с просечно-вытяжными отверстиями

Отбойные элементы располагают на расстоянии 40 мм от полотна тарелки. Направление просечки отбойных элементов ориентировано так, что газожидкостный поток, попадая на них, отбрасывается вниз к

полотну. Отбойные элементы организуют зону контакта фаз, способствуют сепарации жидкости и снижают ее унос.

Ситчатые тарелки с отбойными элементами изготавливают диаметром 1000–4000 мм (однопоточные) и 1400–9000 мм (двухпоточные). Расстояние между тарелками – 450–900 мм. Такие тарелки имеют высокую производительность по пару и низкое гидравлическое сопротивление.

**Ситчатые тарелки** представляют собой плоский перфорированный лист со сливными устройствами. Перфорацию выполняют в виде круглых отверстий диаметром  $d=2-6$  мм, с шагом, равным  $(3-5)d$ . Площадь отверстий, в зависимости от производительности тарелки по пару, составляет от 8 до 30 % от площади сечения колонны.

Известны конструкции многосливных тарелок с двумя зонами контакта фаз с ситчатым полотном или контактными элементами другого типа. В этом случае переливное устройство в нижней части имеет щель, из которой жидкость вытекает в виде пленки, перекрывающей сечение колонны под полотном тарелки. Таким образом, образуется вторая зона контакта фаз в пространстве между тарелками.

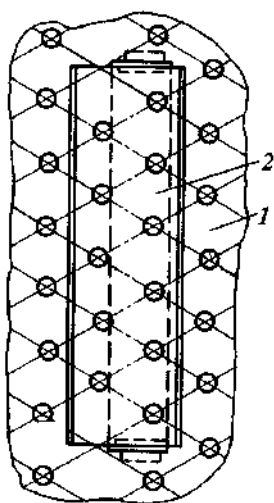


Рис. 2.9. Элемент ситчато-клапанной тарелки

Преимущество ситчатой тарелки: большое свободное сечение тарелки; высокая производительность по пару; простота изготовления; малая металлоемкость. По производительности по пару (газу) ситчатые тарелки на 30–40 % превосходят колпачковые.

Недостатки ситчатых тарелок: высокая чувствительность к точности установки; не рекомендуется использовать для работы с загрязненными средами, это вызывает забивание отверстий.

Для уменьшения гидравлического сопротивления и расширения диапазона устойчивой работы ситчатых тарелок их комбинируют с клапанными устройствами (рис. 2.9). При малых нагрузках тарелка

работает как обычная ситчатая, с увеличением нагрузки открывается клапан 2 и между клапаном и тарелкой 1 образуется щель, откуда под некоторым углом к горизонтали выходит пар, обеспечивая перемещение жидкости по тарелке в направлении слива и уменьшая разность уровней жидкости на тарелке.

#### **2.1.4. Решетчатые тарелки провального типа**

**Решетчатые тарелки провального типа** состоят из отдельных секций, в которых имеются прямоугольные прорезы размером 4×140 мм. Обычно площадь прорезей составляет 10–30 % площади всей тарелки. На двух смежных тарелках прорезы выполняют во взаимно перпендикулярных направлениях. Стандартные тарелки диаметром 1000–2400 мм имеют ширину прорезей 4 и 6 мм, шаг – от 8 до 36 мм.

Тарелка работает следующим образом: на тарелке благодаря подпору паров, идущих снизу, создается определенный слой жидкости, которая перетекает через прорезы по всей площади тарелки на нижерасположенную тарелку. Прорезы работают периодически: в определенный момент времени одна часть прорезей пропускает в основной пар, другая – жидкость; в следующие моменты времени роли их меняются.

Жидкость выводят со специальной тарелки, полотно которой не имеет прорезей. На этой тарелке установлен ряд патрубков для прохода паров. Если жидкость забирают с тарелки не полностью или вводят в колонну, то на тарелке устанавливают патрубки двух размеров по высоте; через низкие жидкость стекает вниз, а высокие патрубки служат для свободного прохода паров. Для решетчатых тарелок провального типа необходимо равномерное распределение орошения по всей площади тарелки. Решетчатые тарелки устанавливают через 300–600 мм. Производительность у них примерно в 1,3 раза больше, чем у колпачковых.

Один из недостатков решетчатых тарелок провального типа – их чувствительность к изменению расходов паровой и жидкой фаз.

Размещение отверстий в полотне провальной тарелки на разных уровнях (тарелки с волнистым полотном) позволяет несколько расширить диапазон ее устойчивой работы. При этом происходит раздельная работа отверстий: отверстия, расположенные ниже, служат для стока жидкости, а через отверстия, расположенные выше, где меньший гидравлический затвор, барботируют пары. Вследствие большой жесткости тарелки не требуют промежуточных балок и опор даже в колоннах большого диаметра (до 3 м). Разновидностью этих тарелок являются тарелки с концентрическими волнами. Шаг волн равен 40–60 мм, глубина волн – 15–40 мм. Тарелки этого типа обладают свойством самоочищения и могут применяться как для чистых, так и для загрязненных систем.

К преимуществам этих тарелок следует отнести простоту конструкции, малую металлоемкость, большую пропускную способность по жидкости и использование загрязненных жидкостей.

### 2.1.5. Клапанные тарелки

Клапанные тарелки широко применяют в нефтехимической промышленности, их изготавливают с дисковыми и прямоугольными клапанами. Работают тарелки в режиме проточного или перекрестного движения фаз.

В отечественной промышленности наиболее распространены клапанные проточные тарелки с дисковыми клапанами (рис. 2.10). На тарелке в шахматном порядке расположены отверстия, в которых установлены саморегулирующиеся дисковые клапаны. Диаметр дисковых клапанов обычно составляет 50 мм; диаметр отверстия под клапаном в полотне тарелки – 30–40 мм; высота подъема клапана – 6–8 мм. Клапан такой конструкции имеет три направляющие, расположенные в плане под углом  $120^\circ$ , две из которых имеют больший вес и длину. При работе с возрастающей скоростью паров сначала поднимается легкая часть клапана, обращенная против потока жидкости, а затем клапан принимает положение, при котором пары выходят в направлении движения жидкости.

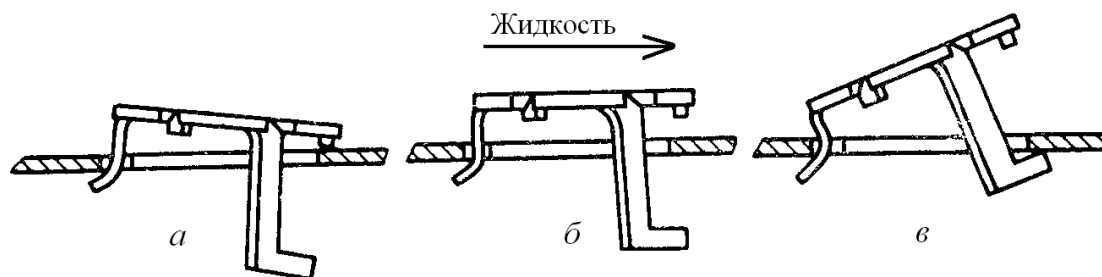


Рис. 2.10. Схемы работы клапана проточной тарелки стандартной конструкции при нагрузках по парам:  
а – малых; б – средних; в – больших

По ОСТ 2602-1401-76 предусмотрены тарелки однопоточные диаметром 1000–4000 мм, двухпоточные диаметром 1400–9000 мм и четырехпоточные диаметром 3200–5500 мм. Тарелки выполняют разборными с шагом между рядами 50, 75 и 100 мм, что предопределяет различное число клапанов и соответственно разную площадь свободного сечения тарелки.

Кроме дисковых клапанных тарелок, используют и **жалюзийно-клапанные тарелки**. На полотне тарелки, в зависимости от ее диаметра (1000–4000 мм), устанавливают от 10 до 350 таких элементов. Клапанами здесь служат пластины-жалюзи, шарнирно закрепленные в отверстиях боковых стенок. Угол поворота пластин ограничивается перемычкой. Каждая секция тарелки имеет расположенные в шахматном порядке

квадратные отверстия с установленными в них жалюзийно–клапанными элементами, изготавливаемые по ОСТ 2601-417-85.

Для увеличения производительности и диапазона устойчивой работы клапанные тарелки выполняют балластными. Клапаны таких тарелок могут иметь индивидуальный и групповой балласт. При работе таких устройств вначале поднимается пластина клапана, затем она упирается в балласт и поднимается вместе с балластом. При малой производительности по газу тарелка работает как обычная с дисковым клапаном меньшей массы. При увеличении нагрузки клапан упирается в балласт и работает как один утяжеленный клапан. В полотне каждой секции тарелки просечены рядами с шагом 60 мм или 120 мм прямоугольные отверстия размерами 140×25 мм. Отверстия в ряду расположены попарно с расстоянием между ними 25 мм.

Основные преимущества клапанных тарелок: способность обеспечить эффективный массообмен в большом интервале рабочих нагрузок, несложность конструкции, низкая металлоемкость и невысокая стоимость.

#### **2.1.6. Струйно-направленные (чешуйчатые) тарелки**

Одно из направлений технического прогресса в химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности – разработка и применение аппаратов большой единичной мощности. До недавнего времени повышение эффективности и производительности колонн обеспечивали увеличением их высоты и диаметра. Однако с увеличением диаметра колонн возрастает неупорядоченность движения взаимодействующих фаз: на тарелке появляются «байпасные» потоки, «мертвые» зоны, возникает поперечная неравномерность скорости газового потока и высоты жидкости на тарелке. Все это снижает эффективность массообмена в колонне. В связи с этим производительность аппарата следует повышать не увеличением размеров аппарата, а созданием контактных устройств, обладающих высокой производительностью по жидкости и пару, в частности продольным и поперечным секционированием этих устройств.

Известно, что производительность тарелок повышается при контактировании фаз в прямотоке. Однако при прямоточном взаимодействии и большой скорости пара (газа) жидкость смещается в направлении к сливному карману, что затрудняет работу сливных устройств.

Для компенсации прямоточного движения фаз и исключения его распространения на всю тарелку можно устанавливать на тарелке продольные и поперечные перегородки, обеспечивающие зигзагообразное движение жидкости на тарелке от перелива к сливу, а также создающие

условия для движения потоков парожидкостной смеси по тарелке в противоположных или пересекающихся направлениях.

Примером могут служить **струйно-направленные тарелки** (рис. 2.11), которые применяют для колонных аппаратов диаметром 600 мм. На штампованных секциях просечены и отогнуты под углом  $30^\circ$  или  $40^\circ$  полукруглые «язычки» радиусом 20, 25 или 30 мм. Расстояние между соседними рядами язычков – 50 мм. В ряде случаев на струйно-направленной тарелке устанавливают поперечные перегородки, в которых у полотна тарелки находится щель высотой 10–15 мм для прохода жидкости.

При скорости газа до 1,5 м/с тарелки работают аналогично ситчатой и колпачковой: жидкость из переливного кармана поступает на рабочую часть тарелки, газ вводится через просечки, барботирует через слой жидкости, аэрирует ее и на тарелке образуется газожидкостный слой. При скорости газа более 1,5 м/с газовые струи, выходящие из просечек, и создаваемые ими потоки жидкости движутся к вертикальным перегородкам или стенкам колонны, ударяются о них, сепарируются, и газ покидает тарелку. При этом жидкость совершает сложное зигзагообразное движение от переливного к сливному карману.

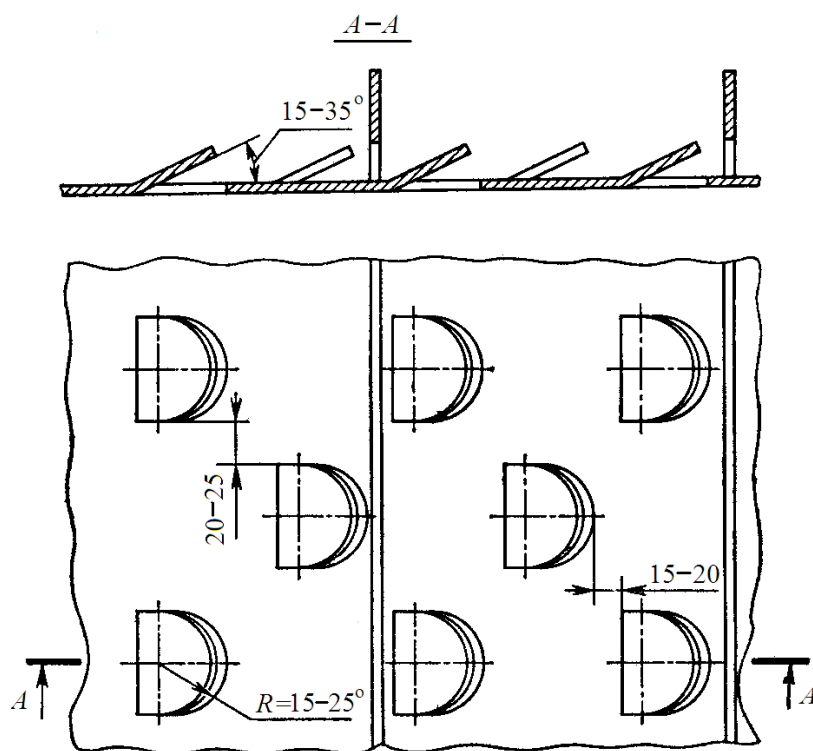


Рис. 2.11. Струйная тарелка с секционирующими перегородками

При определенной скорости провал жидкости исчезает – это первая критическая скорость (для системы *воздух – вода* скорость равна 6,5–7,5 м/с). При дальнейшем увеличении скорости на тарелках начинается барботажный режим и происходит волнообразное движение жидкости от сливного к переливному карману.

При скорости более 12–16 м/с возникает струйный режим, который характеризуется подъемом уровня жидкости на тарелке по направлению к сливу. Это явление вызывается инжектирующим действием пара, а также ударом парожидкостного потока о стенку колонны. Часть жидкости отрывается от тарелки и движется над ней.

Самая высокая эффективность чешуйчатых тарелок достигается в струйном режиме, который является рабочим режимом для этих тарелок. Скорость должна быть более 12 м/с. Оптимальное живое сечение составляет 10 % от полного сечения колонны.

## 2.2. Насадочные массообменные аппараты

Массообменные аппараты, в которых для образования контакта между фазами служат насадочные тела различной формы, являются широко распространенным типом аппаратов.

Диаметр насадочных колонн обычно не превышает 4000 мм. Для колонн большого диаметра трудно достичь высокой эффективности. Однако известны отдельные конструкции насадочных аппаратов диаметром до 12 м.

Корпус 1 абсорбционной насадочной колонны выполняют (рис. 2.12) либо цельносварным, либо из отдельных царг с приварными или съемными крышками. Насадочные аппараты весь-

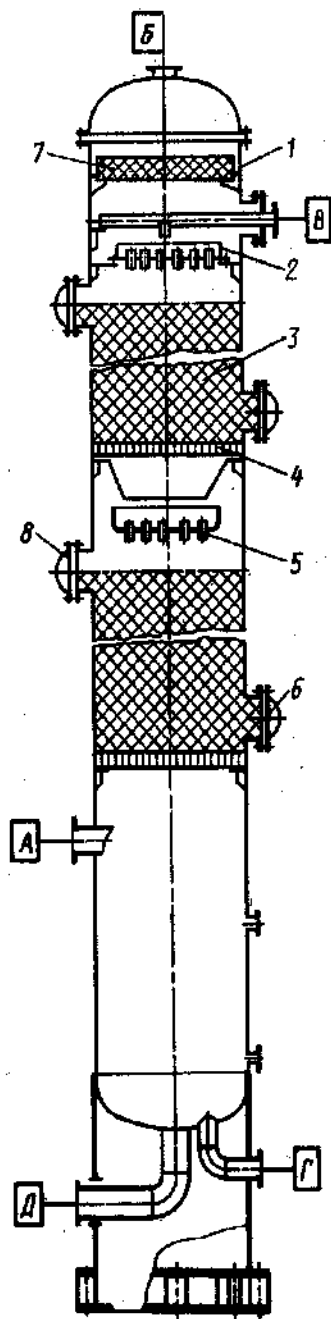


Рис. 2.12. Схема насадочной колонны

ма чувствительны к неравномерности орошения, поэтому жидкость для орошения насадки подается через распределительную тарелку 2. Насадку 3 располагают по высоте аппарата в несколько слоев (секций) и укладывают на опорные решетки 4. Для загрузки и выгрузки насадки в верхней и нижней частях каждой секции обычно устанавливают люки 6 и 8. При больших нагрузках по газу и перепаде давлений 400–700 Па на 1 м высоты насадки, сверху на каждый слой укладывают удерживающую решетку, предотвращающую выброс насадки.

В верхней части колонны размещено отбойное устройство 7. Газ и жидкость движутся противотоком. При этом газ вводится в колонну снизу через штуцер *А*, а выводится через штуцер *Б*. Орошающая жидкость вводится сверху через штуцер *В*, а выводится через штуцеры *Г* и *Д*.

При стекании жидкости по насадке происходит ее перераспределение и на некотором расстоянии от распределительной тарелки равномерность орошения может резко уменьшиться. При этом жидкость течет вдоль стенки аппарата, а центральная часть насадки остается неорошенной. Для исключения этого явления насадочное пространство разделяют на слои и устанавливают между слоями перераспределительные тарелки 5, которые собирают жидкость и распределяют ее вновь по сечению аппарата.

Корпус и внутренние устройства серийно выпускаемых насадочных аппаратов изготавливают из тех же материалов, что и для тарельчатых массообменных аппаратов.

## 2.2.1 Типы насадок

Основным элементом контактного устройства является насадка. Насадки, применяемые для заполнения массообменных аппаратов, характеризуются следующими показателями:

а) удельная поверхность  $S$ ,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ , – поверхность насадки, заполняющей объем, равный 1  $\text{м}^3$ ;

б) свободный объем  $V_c$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , – объем пустот, приходящийся на 1  $\text{м}^3$  пространства, заполненного насадкой;

в) свободное (живое) сечение насадки  $f_c$ ,  $\text{м}^2/\text{м}^2$ , – площадь прохода между насадочными телами  $f = V_c$ ;

г) эквивалентный диаметр насадки  $d_э = \frac{4V_c}{S}$ , м;

д) линейный размер насадки для кусков неправильной формы выражается через средний размер куска, для колец Рашига – через наружный диаметр, высоту и толщину в мм (20×20×5).



Насадка для заполнения колонны должна обладать:

- большой удельной поверхностью  $S$ ;
- большим свободным объемом  $V_c$ ;
- оказывать небольшое сопротивление потоку газа;
- обладать коррозионной устойчивостью;
- иметь небольшой объемный вес.

В настоящее время используют насадки различных видов. По существующей классификации их можно отнести либо к регулярной (правильно уложенной), либо к нерегулярной (засыпанной навалом).

**Нерегулярная насадка.** Нерегулярную насадку применяют в процессах массообмена, протекающих под давлением или в условиях неглубокого вакуума. Эта насадка обладает рядом преимуществ, одно из которых состоит в практическом отсутствии проблемы выбора материала. Насадку можно изготовить из металлов, полимеров, керамики.

**Кусковая насадка.** В качестве кусковой насадки применяют дробленные горные породы (кварц, андезит, кокс). Размеры кусковой насадки составляют 25–100 мм при беспорядочной засыпке. Достоинством насадки являются: дешевизна, химическая стойкость. Недостатком: малая удельная поверхность, малый свободный объем.

**Кольцевая насадка.** Наиболее распространенный тип кольцевой насадки – кольца Рашига (рис. 2.13, а). Изготавливаются из керамики, фарфора, пластмассы, металлов, углеграфитовых масс. Диаметр колец – 25–150 мм. Кольца диаметром до 50 мм загружаются навалом. При больших диаметрах кольца укладываются рядами.

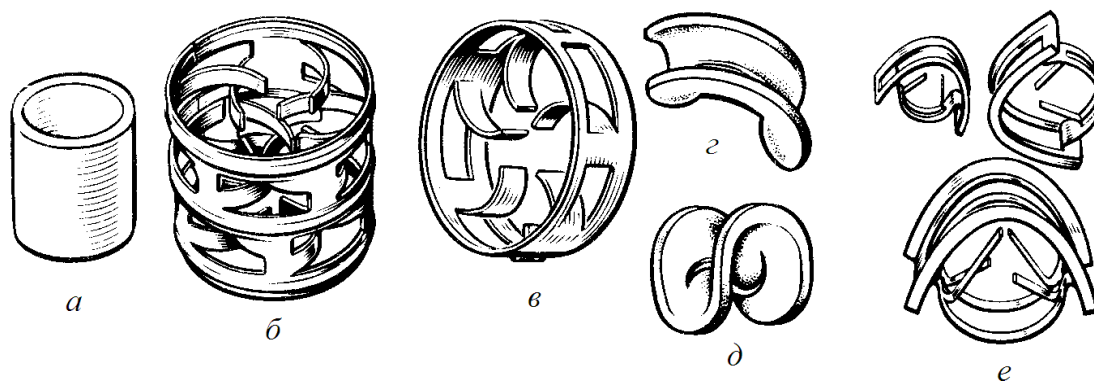


Рис. 2.13. Нерегулярные насадки

Существуют и другие кольцевые насадки: кольца с простой и крестообразной перегородкой, с прободенными стенками и т. д.

Насадка Рашига имеет небольшую стоимость, но малоэффективна. Для повышения эффективности массообмена кольцевую насадку изго-

товляют перфорированной и с внутренними перегородками – кольца Палля (ФРГ) (рис. 2.13, б) и их модификации. К кольцевой насадке с перфорированной цилиндрической частью и внутренними перегородками относится насадка «Каскад-мини-ринг» (рис. 2.13, в).

*Седлообразная насадка.* Имеет большую удельную поверхность (на 25 % больше, чем кольцевая) и большой свободный объем. Такую насадку выпускают главным образом в виде седел «Инталокс» (рис. 2.13, г) и седел Берля (рис. 2.13, д) из керамики и пластмассы размером 37×37 мм и 50×50 мм. Особое место среди седловидных насадок занимает насадка «Инталокс металл» (рис. 2.13, е), обладающая высокой эффективностью.

*Проволочная насадка.* Изготавливается из хозяйственных мочалок для мытья посуды из нержавеющей стали (рис. 2.14, а) и спирально свитой проволоки (рис. 2.14, б). Такая насадка имеет большой свободный объем и большую удельную поверхность.



а

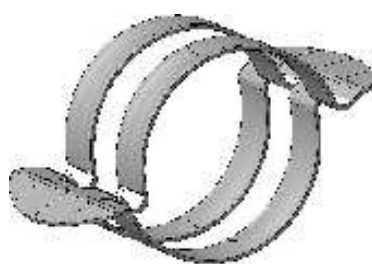


б

Рис. 2.14. Нерегулярная насадка из мочалок (а) и спиральной проволоки (б)

В последние годы широко используется насадка «Инжехим», которую выпускает ОАО «Казаньоргсинтез» (рис. 2.15). Она выполнена в виде тела вращения, поверхность которой образована полосами с симметричными выступами. За счет изогнутой формы поверхности достигается более равномерное распределение насадки по объему слоя.

Насадка «Инжехим» является современной альтернативой кольцам Палля, Рашига и другим аналогичным насадкам. При равной толщине слоя она обеспечивает большую производительность и меньшее удельное гидравлическое сопротивление. Насадка изготавливается из листа или ленты из нержавеющей или углеродистой стали толщиной от 0,3 до 1 мм, способна работать с загрязненными средами. Поверхность листа подвергается специальной обработке, улучшающей растекание жидкости по насадке.



*a*



*б*



*в*

Рис. 2.15. Нерегулярная насадка «Инжсехим-2000» (а), «Инжсехим-2002» (б) и «Инжсехим-2003М» (в)

**Регулярная насадка.** Правильно уложенная насадка отличается от нерегулярной меньшим гидравлическим сопротивлением и поэтому особенно пригодна для процессов вакуумной ректификации. К недостаткам следует отнести их высокую чувствительность к равномерности орошения.

Простейшая регулярная насадка – плоскопараллельная – представляет собой пакеты, набираемые из плоских вертикальных (обычно металлических) пластин толщиной 0,4–1,2 мм, расположенных параллельно с одинаковым зазором 10–20 мм. Высота пакета – 400–1000 мм, наружный диаметр пакета соответствует внутреннему диаметру колонны. Для повышения равномерности распределения жидкости в колонне пакеты устанавливают один над другим, взаимно повернутыми на угол 45–90°. Недостатки этой насадки: высокая металлоемкость, плохое перераспределение жидкости, сравнительно низкая эффективность.

Для устранения последнего недостатка листы плоскопараллельной насадки выполняют с рифлением или с различными турбулизирующими элементами. Так, насадка состоит из вертикальных, параллельно расположенных листов, имеющих поперечные окна с отогнутыми лепестками (рис. 2.16, а). Соседние по высоте лепестки отогнуты в противоположные стороны и делят колонну в продольном направлении на контактные камеры. Газ, поднимаясь по колонне, проходит через камеры, многократно меняя направление движения при ударе о лепестки. Жидкость, стекая по насадке с лепестка на лепесток, распыляется восходящим газовым потоком.

Основное преимущество гофрированной насадки (рис. 2.16, б), состоящей из вертикальных металлических листов с рифлением, по сравнению с плоскопараллельной насадкой – меньший брызгоунос. Зазоры между листами иногда обеспечивают дистанционными планками (рис. 2.16, в), установленными вертикально на расстоянии 250 мм одна

от другой. Разновидностью гофрированной насадки является Z-образная насадка, изготавливаемая из перфорированного листа (рис. 2.16, з).

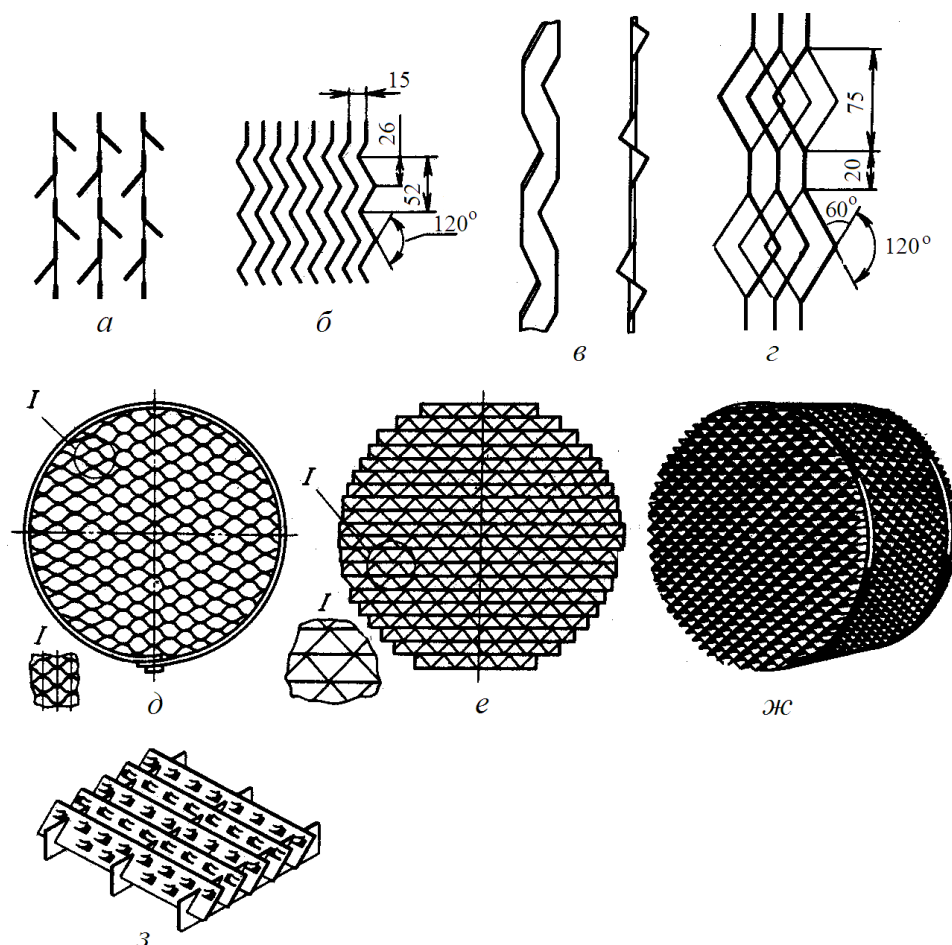


Рис. 2.16. Регулярные насадки

Щелевая (или сотовая) насадка (рис. 2.16, д) образована из гофрированных вертикальных листов, сдвинутых один относительно другого так, что по высоте пакета образуются изолированные вертикальные каналы. Листы соединены в пакеты высотой 400–1000 мм точечной сваркой.

К преимуществам этой насадки относятся:

- высокая удельная поверхность (в 2–3 раза больше, чем у плоскопараллельной);
- возможность нагревать или охлаждать контактирующие фазы, т.к. каналы, образованные гофрами, пригодны для подачи в них теплоносителя или хладагента.

К недостаткам следует отнести – неравномерность толщины пленки жидкости в канале; накопление жидкости в углах канала несколько ухудшает эксплуатационные качества этой насадки.

Насадка из гофрированной сетки (рис. 2.16, *е*) рекомендована для процессов ректификации, проводимых под вакуумом. Пакеты такой насадки высотой 150–200 мм изготавливают из тканой проволоочной сетки толщиной 0,2 мм. В последнее время разработана высокоэффективная насадка «Зульцер» (рис. 2.16, *ж*) из гофрированной сетки толщиной 0,16 мм, а также регулярная насадка «Роли пак», образованная ярусами наклонных листов с прорезями (рис. 2.16, *з*).

Конструкция регулярной ленточной насадки представлена на рис. 2.17. Ленточная насадка состоит из каркаса и лент. Элементы каркаса выполнены из металлических стержней (прутьев). На каркасе закрепляются элементы насадки в виде лент. Испытаны две модификации ленточной насадки: ленты модификации 1 выполнены из армированной полиэтиленовой пленки, модификации 2 – из нержавеющей металлической сетки с ячейками размером 0,2 мм.

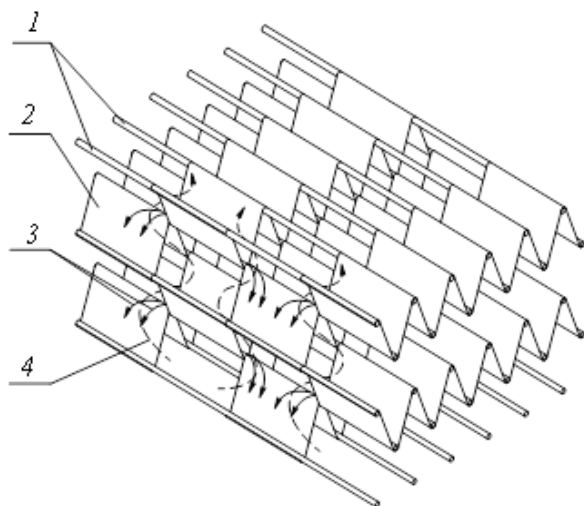


Рис. 2.17. Схема ленточной насадки:  
1 – прутья каркаса, 2 – ленты,  
3 – жидкая фаза, 4 – газовая фаза

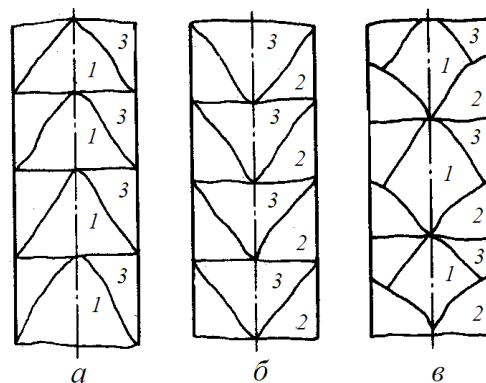


Рис. 2.18. Варианты засыпки насадки

На распределение орошающей жидкости влияет способ засыпки насадки (рис. 2.18): из центра колонны (слой 1); от стенок колонны (слой 2); подсыпка до горизонтального уровня (слой 3).

При засыпке насадочных тел по варианту (*а*) плотность укладки их на границе слоев 1 и 3 наименьшая, что способствует стеканию жидкости к стенкам. При равномерном начальном орошении хорошие результаты дает вариант (*в*), сочетающий предыдущие два способа.

### 2.2.2. Устройства для распределения жидкости и пара в насадочных колоннах

Основное условие эффективной работы насадочного аппарата — смачивание всей насадки и равномерное распределение жидкой и паровой фазы по сечению аппарата.

Орошение насадочных колонн должно быть не только равномерным, но и достаточным. Поэтому существует понятие минимальной плотности орошения  $q'_{\min}$ . Для большей части насадок  $q'_{\min} = 10\text{--}12 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$ . Орошение аппарата также не должно быть избыточным, это вызывает «затопление» насадки и увеличение ее гидравлического сопротивления. Максимальная плотность орошения  $q'_{\max} = 4\text{--}6 q'_{\min}$ .

В качестве оросителей в насадочных колоннах используются распределительные тарелки, желоба, коллекторы, отражатели, центробежные распылители, форсунки.

Желобчатые оросители достаточно широко распространены в промышленности (рис. 2.19). Их устанавливают на расстоянии 1,2–1,4 м от слоя насадки и используют в колоннах с нерегулярной насадкой. Ороситель представляет собой набор горизонтально расположенных желобов с вырезами в боковой стенке. Один из желобов (основной) расположен над другими. Жидкость,

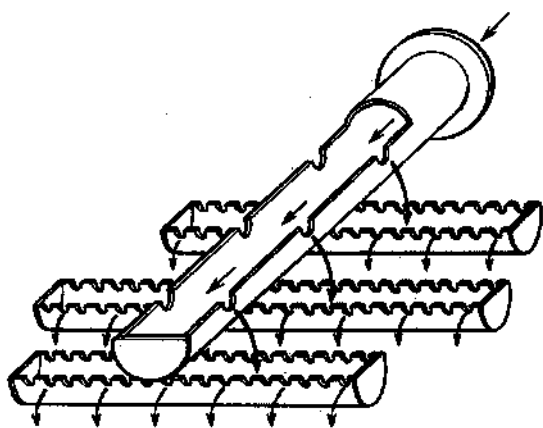


Рис. 2.19. Желобчатый ороситель

вытекающая из вырезов основного желоба, стекает в расположенные под ним вспомогательные желоба и распределяется по насадке. Желобчатые оросители конструктивно просты, но для их надежной работы должна быть обеспечена высокая точность изготовления и расположения.

Установлено, что при стекании жидкости по насадке характер распределения жидкости меняется по высоте аппарата. Даже при равномерном орошении верхних слоев, в орошении нижних слоев возможна значительная неравномерность. Орошающая жидкость растекается к стенкам аппарата, и, при достаточно большой высоте насадочного слоя, внутри него образуется так называемый «сухой конус», в который устремляется паровой поток.

Как показывает опыт, степень растекания жидкости по насадке зависит:

- а) от длины пути жидкости в насадке ( $H$ );
- б) от диаметра колонны  $D$ );
- в) от диаметра насадочных тел ( $d$ ).

Степень растекания жидкости по насадке можно оценить по критической высоте  $H_{кр}$  насадочного слоя. Под  $H_{кр}$  подразумевают высоту насадочного слоя, при которой появляются признаки минимально допустимой поперечной неравномерности.

Для насадок разного типа получены следующие соотношения между диаметром аппарата и критической высотой:

для колец Рашига  $H_{кр} = (2,5-3) D$  при  $d < 0,033 D$ ;

для колец Палля  $H_{кр} = (5-10) D$  при  $d < (0,1-0,066) D$ ;

для седел Берля  $H_{кр} = (5-8) D$  при  $d > 0,066 D$ .

Для регулярной насадки  $H_{кр}$  больше, чем для нерегулярной, и обычно принимают  $H_{кр} = (8-10) D$ .

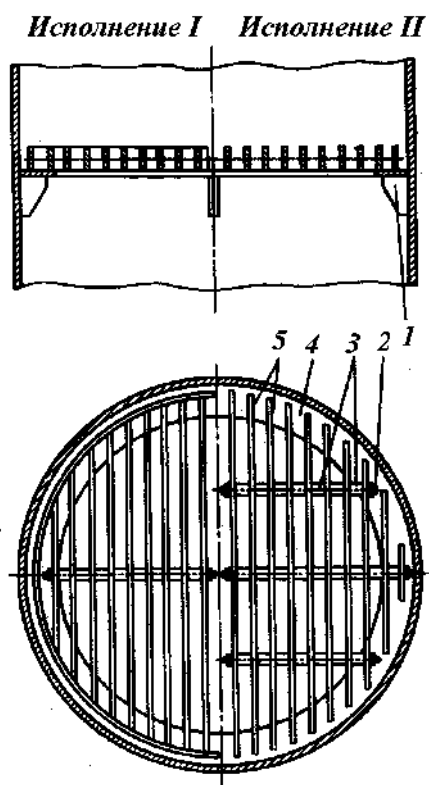


Рис. 2.20. Колосниковая решетка

Перераспределение пара между секциями насадки не требует установки каких-либо устройств. Равномерное распределение пара легко достигается в колосниковых решетках под насадкой при условии, что свободное сечение решетки больше аналогичного параметра насадки. На рис. 2.20 показана типовая колосниковая решетка под кольца Рашига для колонн  $D = 400-4000$  мм. Решетка собрана из колосников (толщина 4–10 мм, высота 50 мм), изготовленных из полосовой углеродистой или легированной стали. Расстояние между колосниками решетки на 25–30 % меньше размеров насадочных тел для исключения попадания их под решетку.

Между колосниками 5 решеток исполнения II установлены дистанционные втулки 3, и весь пакет стя-

нут шпильками 2. Решетки укладывают на опорное кольцо 4, которое поддерживается приваренными к корпусу аппарата косынками 1 или приваренными опорными балками. Под колосниковой решеткой между слоями насадки устанавливают перераспределительные тарелки для сбора жидкости со стенок аппарата и для направления ее на орошение ниже-расположенного слоя насадки.

Следует отметить, что равномерность распределения жидкости в любой насадке значительно зависит от смачиваемости материала, из которого эта насадка изготовлена. Поэтому в ряде случаев рекомендуют увеличивать смачиваемость материала нанесением гидрофильных покрытий, травлением или специальной механической обработкой листовых материалов. Однако эти методы эффективны только при условии, что в процессе эксплуатации насадка не покрывается слоем осадка, выделяющегося из рабочих сред. В противном случае смачиваемость насадки определяется свойствами осадка.

### **2.2.3. Отбойные устройства**

Для исключения уноса жидкости из аппарата в верхней части колонны, над оросителем, устанавливают сепарационные устройства: инерционные, центробежные или комбинированные отбойные устройства.

Процесс улавливания капельной влаги слоем насадки происходит за счет укрупнения мельчайших капель, оседающих на поверхности насадки при ударах и поворотах газожидкостного потока и последующего стекания в виде крупных капель, струй, пленок.

Работа отбойников разделяется на две стадии: при прохождении потока паров через отбойник капли жидкости выделяются из потока вследствие соприкосновения с поверхностью элементов, а затем отводятся с этой поверхности. В ряде конструкций предусмотрены специальные приспособления для отвода жидкости. Отбойные устройства работают эффективно лишь при скоростях паров, не вызывающих режима «захлебывания».

Конструкция отбойника характеризуется двумя основными показателями – долей свободного сечения и удельной поверхностью. Увеличение доли свободного сечения отбойника повышает его производительность, увеличение поверхности улучшает сепарацию капель.

На рис. 2.21 показаны некоторые конструкции отбойников, имеющие небольшую долю свободного сечения, которые могут работать только при небольшой скорости. Для высокопроизводительных установок применять такие отбойники нецелесообразно.



Высокой эффективностью отличаются отбойники, выполненные из металлической сетки в многослойном пакете. Они имеют долю свободного сечения до 97 %. Сетку изготавливают из проволоки диаметром около 0,25 мм, из стали 12Х18Н10Т, а затем гофрируют. Высота гофра составляет около 10 мм. Таким образом, пакет из 10–15 слоев сетки имеет высоту 100–150 мм.

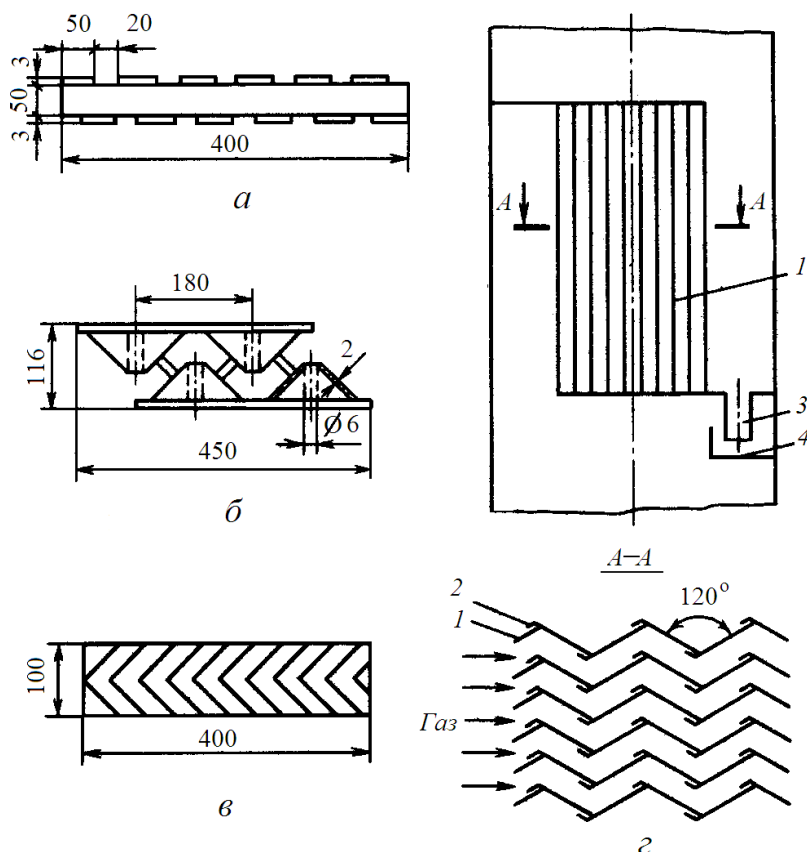


Рис. 2.21. Инерционные отбойники:  
а – из пластин; б, в – из уголков; г – жалюзийный

Показана конструкция отбойника с вертикальным расположением элементов (рис. 2.20, г). Элементы 1 из листов, согнутых под углом  $120^\circ$ , имеют специальные карманы 2, по которым жидкость стекает вниз. Сливная труба 3 погружена в жидкость гидрозатвора 4. Такие отбойники эффективны, и их применяют на газобензиновых заводах.

### 2.3. Экстракционные аппараты для систем жидкость-жидкость

Жидкостную экстракцию, т.е. процесс разделения жидких компонентов с помощью жидкого растворителя (экстрагента), широко приме-

няют в процессах переработки нефти, для разделения ароматических углеводородов и редкоземельных элементов и др. Процесс экстракции осуществляется в аппаратах, называемых **экстракторами**.

Экстракторы подразделяются на **гравитационные**, в которых взаимное движение фаз осуществляется за счет сил гравитации, и **центробежные**, где взаимодействие и сепарация фаз обусловлены полем центробежных сил.

Колонные экстракторы для системы *жидкость–жидкость* разделяют на аппараты без подвода энергии и с подводом энергии. К первым относятся: распылительные, насадочные, ситчатые экстракторы; ко вторым – смесительно-отстойные, роторные, пульсационные, вибрационные и др.

**Распылительные** экстракционные аппараты представляют собой полые колонны, в которых одна из фаз движется сплошным потоком, а другая – в виде капель. Эти аппараты просты по конструкции, но малоэффективны.

**Насадочные** колонны по конструкции аналогичны насадочным колоннам для процессов ректификации и абсорбции. В качестве насадки в них используют преимущественно кольца Рашига.

**Ситчатая** экстракционная колонна (рис. 2.22) имеет вертикальный цилиндрический корпус *1* и перфорированные (ситчатые) тарелки *2*, снабженные переливными устройствами *3*. Колонна работает следующим образом: тяжелая фаза ТФ через штуцер *4* подается непрерывно в колонну, сплошным потоком опускается по колонне и удаляется через штуцер *7*. Легкая фаза ЛФ непрерывно поступает через штуцер *6* в колонну под нижнюю тарелку *2*. Пройдя через отверстия тарелки, эта фаза диспергируется и в виде капель поднимается на следующую тарелку. В верхней части дисперсная фаза коалесцирует в сплошной слой, образуя уровень раздела фаз, и удаляется через штуцер *5*. В процессе образования капель и их движения осуществляется процесс массообмена.

Из аппаратов, работающих с подводом энергии, выделим прежде всего роторные экстракторы. Одной из первых конструкций роторных экстракторов является колонна Шайбеля (рис. 2.23), состоящая из чередующихся смесительных *1* и отстойных *2* секций. Для перемешивания в смесительных секциях размещены закрепленные на валу мешалки *3*. Отстойные секции заполнены насадкой (плетеной сеткой с крупными ячейками).

В конструкции, показанной на рис. 2.24, *а*, смесительная секция *I* изолирована от отстойной секции *II* горизонтальными статорными кольцами *1*. В более поздних конструкциях колонн Шайбеля (рис. 2.24, *б*) перемешивание фаз осуществляется турбинными мешалками *1* в зоне

между неподвижными кольцевыми перегородками 2 и слоем проволоочной сетки 3.

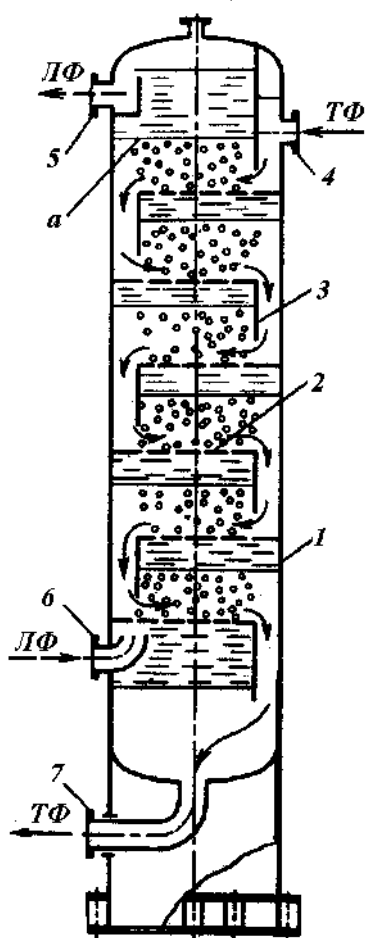


Рис. 2.22. Ситчатая экстракционная колонна

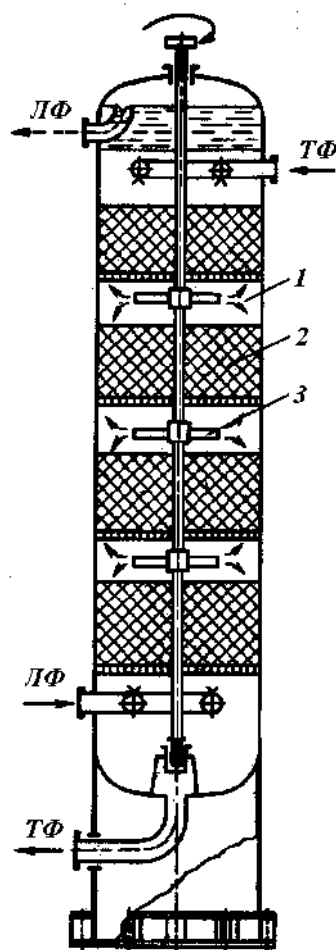


Рис. 2.23. Экстракционная колонна Шайбеля

**Роторно-дисковый экстрактор** (рис. 2.25) представляет собой колонну, по оси которой установлен ротор в виде вертикального вала 1 с круглыми горизонтальными дисками 2. Диски вращаются в полости секции, образованной закрепленными на корпусе статорными кольцами 3. Ротор приводится во вращение от электропривода 4. ЛФ вводится в аппарат снизу, а тяжелая фракция – сверху.

Под действием вращающихся дисков фазы в секциях совершают сложное циркуляционное движение, при котором совмещены радиальное и осевое движение жидкости. Дисперсная и сплошная фазы движутся противоток. Капли дробятся дисками, отбрасываются на периферию колонны, сталкиваются со стенками колонны и между собой, одновременно с дроблением капель происходит их коалесценция.

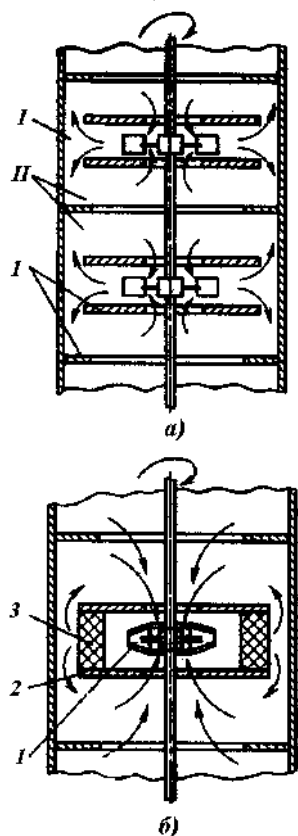


Рис. 2.24. Экстракционные колонны с мешалками

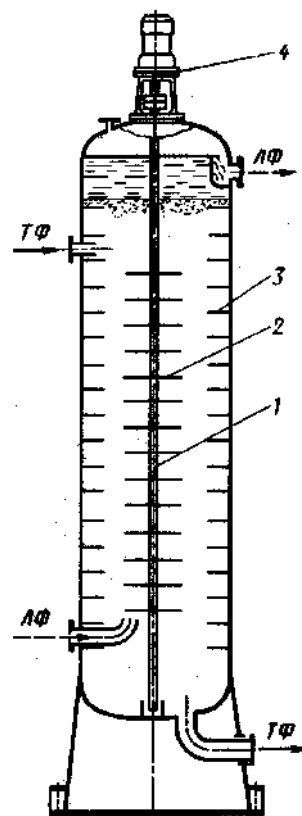


Рис. 2.25. Роторно-дисковый экстрактор

**В пульсационных** экстракторах интенсификацию массообмена между контактирующими фазами обеспечивают сообщением им колебательного движения определенной амплитуды и частоты. Независимо от типа насадки экстракционную колонну в этом случае снабжают генератором пульсаций (пневматическим, механическим и др.). Так, в установке с пневматической пульсацией (рис. 2.26) воздух или инертный газ от компрессора 2 через ресивер 5 и распределительный механизм 3 поступает в пульсационную камеру 1 экстрактора 4. При прямом импульсе уровень жидкости в пульсационной камере снижается, вследствие чего жидкость в колонне поднимается. При обратном импульсе камера соединяется с атмосферой и жидкость в колонне опускается. В аппаратах этого типа не требуется устанавливать переливные устройства на тарелках, т.к. при подъеме столба жидкости в колонне через отверстия тарелки проходит легкая фаза ЛФ, а при опускании – ТФ.

**В вибрационных** экстракторах эффективный массообмен обеспечивается возвратно-поступательным движением пакета перфорированных тарелок, через которые жидкость проталкивается в виде распадаю-

щихся на капли струй. В отличие от пульсаций столба жидкости вибрация тарелок происходит с меньшей амплитудой и большой частотой.

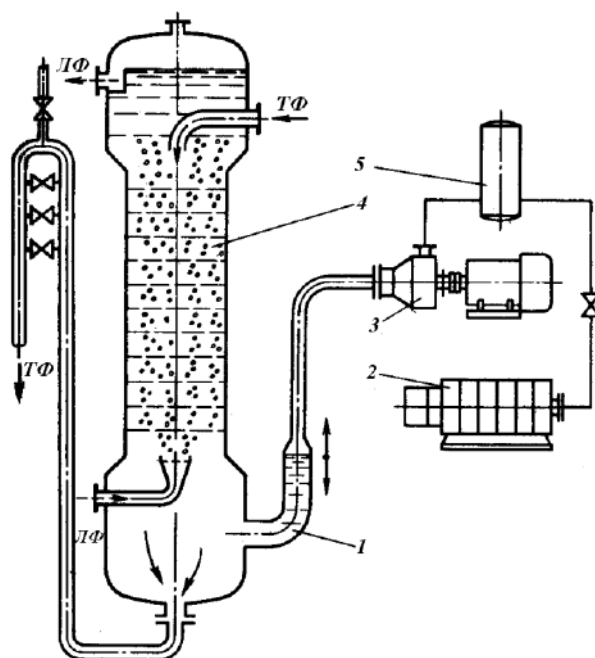


Рис. 2.26. Экстракционная установка с пневматической системой пульсации

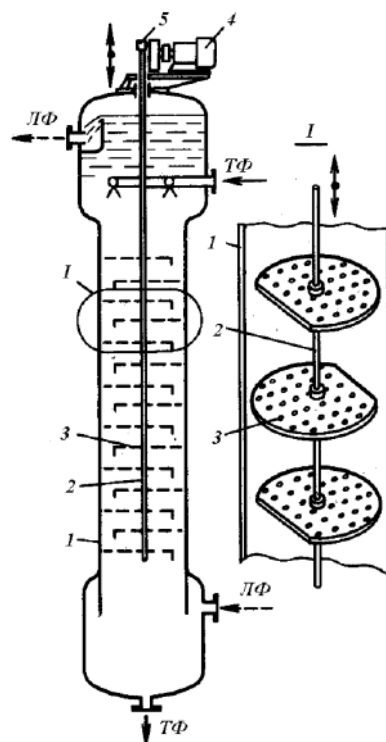


Рис. 2.27. Вибрационный экстрактор

На рис. 2.27 показан вибрационный экстрактор. ТФ и ЛФ движутся противотоком. В верхней части колонны 1 размещен электропривод 4 с эксцентриком 5. При вращении вала эксцентрик передает возвратно-поступательное движение штоку 2, с которым жестко соединены перфорированные тарелки 3.

## 2.4. Механический расчет тарелок

Механический расчет тарелок в зависимости от их конструкции включает:

- расчет диска и опорного каркаса на прочность и жесткость;
- проверку контактных устройств на жесткость;
- расчет на прочность колосников для тарелок под насадку.

Диск тарелки бескаркасного типа можно рассматривать как тонкую круглую пластину, опертую по контуру и нагруженную равномерной

нагрузкой от собственного веса и веса жидкости. В этом случае толщину диска определяют по формуле

$$S' = 0,56D \sqrt{\frac{p}{\sigma}}, \quad (2.1)$$

где  $S'$  – расчетная толщина пластины, м;  
 $D$  – диаметр пластины, м;  
 $p$  – равномерная нагрузка или давление, Па;  
 $\sigma$  – допускаемое напряжение, МПа.

Прогиб в центре тарелки

$$\omega = 4,08 \frac{pR^4}{64N}, \quad (2.2)$$

где  $\omega$  – прогиб в центре пластины, м;  
 $R$  – радиус пластины, м;  
 $N$  – цилиндрическая жесткость, Н·м;

$$N = \frac{E S'^3}{12(1-\mu^2)}, \quad (2.3)$$

где  $E$  – модуль продольной упругости материала пластины, МПа;  
 $\mu$  – коэффициент Пуассона (для стали  $\mu=0,3$ ).

Величина прогиба диска тарелки не должна превышать 1/2000 ее диаметра.

Каркас тарелки рассчитывают на нагрузку от веса тарелки  $Q_T$ , веса жидкости или насадки  $Q_H$ , которые находятся на тарелке, и собственного веса балок каркаса (рис. 2.28). Нагрузка на каркас определяется по формуле

$$Q = Q_T + Q_H. \quad (2.4)$$

Удельная нагрузка на единицу площади тарелки

$$p = \frac{4Q}{\pi D^2}. \quad (2.5)$$

Нагрузки на площади  $F_1, \dots, F_6$ , ограниченные по контуру опорными балками и кольцом:

$$Q_1 = pF_1, \quad Q_2 = pF_2 \text{ и т. д.}$$

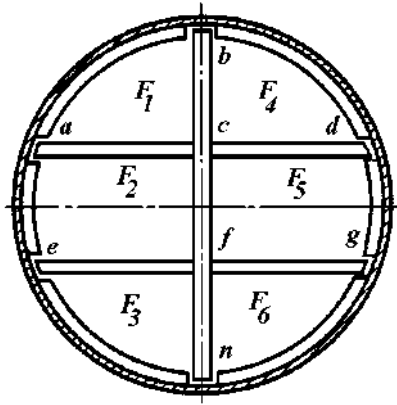


Рис. 2.28. Схема каркаса тарелки

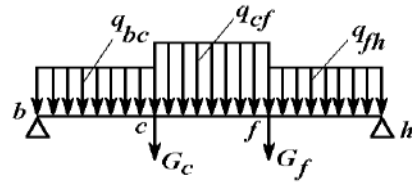


Рис. 2.29. Схема нагружения балки

Удельную нагрузку, приходящуюся на единицу длины балок, рассчитывают из условия равномерного распределения нагрузок ( $Q_1, Q_2$ , и т.д.) по их опорным периметрам, т.е.

$$q_1 = \frac{Q_1}{ab + bc + ca},$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{ac + cf + fe + ea} \quad \text{и т. д.}$$

Суммарные удельные, равномерно распределенные нагрузки на отдельные участки балки  $bh$ , с учетом нагрузки от собственного веса балки  $q_6$ , можно подсчитать по формулам:

$$q_{bc} = q_1 + q_4 + q_6;$$

$$q_{cf} = q_2 + q_5 + q_6;$$

$$q_{fh} = q_3 + q_6 + q_6.$$

Кроме равномерно распределенной нагрузки, на центральную балку  $bh$  действуют сосредоточенные силы в местах крепления боковых балок в точках  $c$  и  $f$  (рис. 2.29):

$$G_c = \frac{1}{2} q_1 + q_2 + q'_6 ac + \frac{1}{2} q_4 + q_5 + q'_6 cd;$$

$$G_f = \frac{1}{2} q_2 + q_3 + q'_6 ef + \frac{1}{2} q_5 + q_6 + q'_6 fg,$$

где  $q'_6$  – удельная, равномерно распределенная нагрузка от собственного веса боковых балок.

Каркас тарелки должен придавать ей необходимую жесткость. При недостаточной жесткости балок каркаса гидравлические затворы прорезей контактных устройств в центре тарелки будут больше, чем у периферии. Это приведет к нарушению равномерности барботажа. В связи с этим максимальный прогиб балок каркаса должен быть не более  $1/2000$  ее пролета и не более 3 мм. При расчете балок следует подбирать необходимый профиль с учетом прибавки на коррозию.

## 2.5. Расчет опорной обечайки

Расчет опорной обечайки (рис. 2.30) цилиндрических аппаратов включает:

- выбор размеров площади опорной поверхности фундаментного кольца и проверку фундамента на напряжение сжатия, возникающие на опорной поверхности;
- определение толщины фундаментного кольца и других элементов опоры;
- расчет аппарата на устойчивость против опрокидывания (выбор числа и размеров фундаментных болтов);
- расчет сварного шва 2, соединяющего опорную часть 3 с аппаратом;
- проверку устойчивости цилиндрической формы стенки опорной части аппарата.

Максимальное напряжение на опорной поверхности фундаментного кольца при максимальном весе  $Q_{\max}$  и при рабочем весе  $Q_p$  аппарата и соответствующих изгибающих моментах  $M$  от действия ветровых и весовых сил

$$\sigma_{\max} = \frac{Q_{\max}}{F} + \frac{M}{W}; \quad (2.6)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{Q_p}{F} + \frac{M}{W}, \quad (2.7)$$

где  $F = \frac{\pi}{4} D_2^2 - D_1^2$  – опорная площадь фундаментного кольца, м<sup>2</sup>;

$D_1$  – внутренний диаметр опорного фундаментного кольца, м;

$D_2$  – наружный диаметр, м;

$W = \frac{\pi}{32} \left( \frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2} \right)$  – момент сопротивления изгибу опорной площади фундаментного кольца, м<sup>3</sup>.



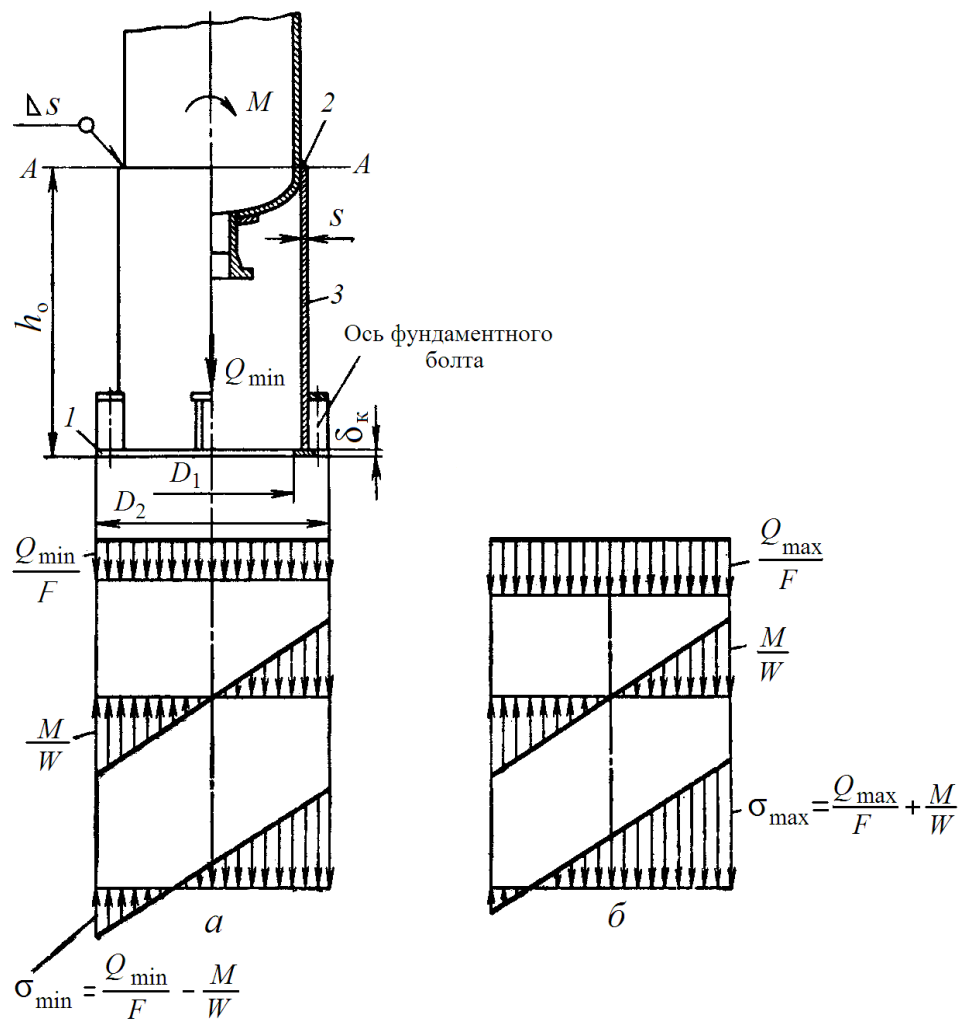


Рис. 2.30. Схема к расчету напряжений на опорной поверхности аппарата при весе аппарата:  
а – минимальном; б – максимальном

Для цилиндрических аппаратов внутренний и наружный диаметры фундаментного кольца обычно принимают равным соответственно

$$D_1 = D_H \cdot 1 - 0,65k_o ; \quad D_2 = D_H \cdot 1 + 1,35k_o ,$$

где  $k_o$  – коэффициент, определяемый графически и зависящий от диаметра аппарата;

$D_H$  – наружный диаметр аппарата, м.

При установке аппарата на бетонном фундаменте максимальное напряжение  $\sigma_{\max}$  не должно превышать допускаемое напряжение на сжатие для бетона соответствующей марки. Последнее принимают с коэффициентом запаса, равным примерно 2,5 по отношению к расчетному пределу прочности.

Толщину фундаментного кольца  $\delta_k$ , не укрепленного ребрами (рис. 2.31), рассчитывают из условия изгиба выступающей части кольца длиной  $b$  под действием напряжения  $\sigma_{\max}$ .

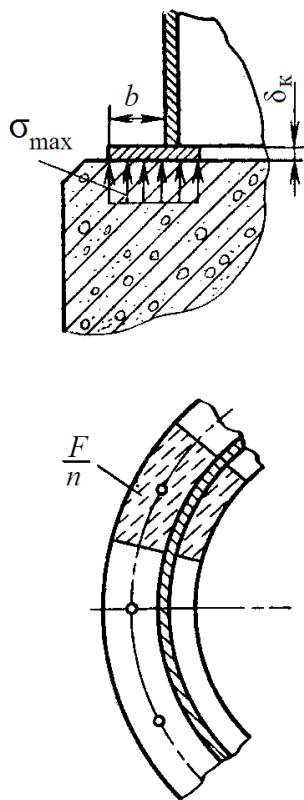


Рис. 2.31. Схема к расчету нагрузки на фундаментное кольцо

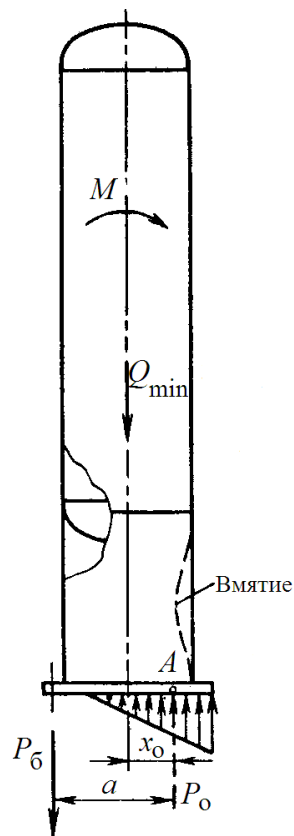


Рис. 2.32. Схема нагрузок, действующих на вертикальный аппарат

Толщина фундаментного кольца определяется как

$$\delta_k = \varphi b \sqrt{\frac{3\sigma_{\max}}{\sigma}}, \quad (2.8)$$

где  $\sigma$  – напряжение в кольце, которое можно принять равным нормативному допускаемому напряжению при 20 °С, МПа;

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий увеличение жесткости конструкции при наличии ребер. Для колец без ребер  $\varphi = 0,5-1$ .

Толщину  $\delta_k$  рассчитывают по формуле (2.8), но принимают не менее

$$\delta_k > S + 6 \text{ мм},$$

где  $S$  – толщина стенки опорной обечайки, мм.

Минимальное напряжение на опорной поверхности фундаментного кольца при минимальном весе аппарата и соответствующем опрокидывающем моменте равно:

$$\sigma_{\min} = \frac{Q_{\min}}{F} + \frac{M}{W}.$$

Если минимальное напряжение  $\sigma_{\min}$  положительное или равно нулю, то следует определить коэффициент устойчивости аппарата

$$Y = \frac{M_Q}{M} = \frac{Q_{\min} R_1}{M}, \quad (2.9)$$

где  $M_Q$  – момент от собственного веса аппарата, Н·м;

$R_1$  – плечо силы  $Q_{\min}$ , принимаемое равным  $0,42 D_H$ .

При  $Y > 1,5$  устанавливать фундаментные болты не обязательно, но их всегда необходимо предусматривать для фиксации аппарата. Число болтов принимают равным 4, 6, 8, 10 и далее кратным четырем.

Отрицательное значение  $\sigma_{\min}$  свидетельствует об отрыве фундаментного кольца от фундамента. В этом случае фундаментные болты работают на растяжение. Нагрузку на наиболее нагруженный болт  $P_6$  приближенно можно определить в зависимости от  $\sigma_{\min}$ , площади фундаментного кольца  $F$  и числа фундаментных болтов  $n$  по формуле

$$P_6 = \sigma_{\min} \frac{F}{n}. \quad (2.10)$$

Внутренний диаметр резьбы фундаментного болта определяется из условия прочности на растяжение:

$$d_o = \sqrt{\frac{4P_6}{\pi \sigma}} + c, \quad (2.11)$$

где  $\sigma$  – допускаемое напряжение на растяжение при температуре 20 °С (для болтов выбирают по ГОСТ 14249-80), МПа;

$c \approx 3$  мм – прибавка на атмосферную коррозию.

Способ определения усилия на фундаментный болт по формуле (2.10) является приближенным. Наиболее точно усилие определяется по ГОСТ 24757-81. При уточненном методе расчета фундаментных болтов равновесие аппарата рассматривают под действием следующих нагрузок (рис. 2.32):

- ветрового момента  $M$ ;
- веса аппарата  $\sigma_{\min}$ ;

- опорной реакции  $P_0$ ;
- усилий  $P_6$ , растягивающих фундаментные болты.

Растягивающие усилия удобно находить из условия равенства нулю суммы моментов сил, которые действуют на аппарат относительно оси, проходящей через точку  $A$  приложения опорной реакции:

$$M - Q_{\min} x_0 - P_6 a = 0. \quad (2.12)$$

Напряжение в сплошном сварном шве, крепящем корпус аппарата к цилиндрической опорной части (рис. 2.29), определяют в опасном сечении (линия AA) по формулам

$$\sigma_c = \frac{Q_{\max}}{f_c} + \frac{M'}{W_c}; \quad \sigma_c = \frac{Q_p}{f_c} + \frac{M'}{W_c}, \quad (2.13)$$

где  $f_c$  – площадь опасного сечения сварного шва,  $\text{м}^2$ ;

$W_c$  – момент сопротивления сварного шва изгибу,  $\text{м}^3$ ;

$M'$  – изгибающий момент относительно сечения сварного шва от ветровых и эксцентрично приложенных массовых нагрузок, действующих выше сварного шва,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ .

При толщине опорной обечайки  $S$  и диаметре аппарата  $D_H$

$$f_c = \pi D_H \cdot 0,7 S; \quad W_c = 0,8 \cdot 0,7 S D_H^2.$$

Напряжение в сварном шве при работе на срез

$$\sigma_c \leq 0,8 \varphi \sigma, \quad (2.14)$$

где  $\sigma$  – допускаемое напряжение растяжения для основного металла, МПа;

$\varphi = 0,8$  – коэффициент прочности сварного шва.

Кроме того, определяют максимальное напряжение сжатия в сечении опорной части как сумму напряжений от весовой нагрузки и соответствующих изгибающих моментов. Также учитываются отверстия в обечайке опорной части. Все отверстия, за исключением отверстий диаметром  $d < 100$  мм, должны быть укреплены патрубками с толщиной стенки  $\delta_{\Pi} = S$  и длиной  $l_o \geq 0,25d$ , но не менее 50 мм.

Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий осуществляется по ГОСТ Р 51273-99.

### 3. АППАРАТЫ ДЛЯ СУШКИ МАТЕРИАЛОВ

Одним из эффективных способов обезвоживания сырья и материалов является сушка. **Сушка** – это удаление паров влаги, образующихся при подводе теплоты к высушиваемому материалу. Интенсивность сушки зависит от способа подвода теплоты к высушиваемому материалу и отвода испаряющейся влаги, а также от скорости перемещения влаги из глубинных слоев материала к его поверхности, что определяется теплофизическими свойствами высушиваемого материала и формой связи с ним влаги.

Проектирование установок для термической сушки предполагает знание свойств влажного материала. Для оценки перспективности способа сушки влажные материалы делятся на 6 основных групп:

- к первой группе относятся все жидкие материалы – истинные и коллоидные растворы, эмульсии и суспензии;
- ко второй группе – пастообразные материалы, которые нельзя перекачивать насосом;
- к третьей группе – пылевидные, зернистые и кусковые материалы, обладающие сыпучестью во влажном состоянии;
- к четвертой группе – тонкие гибкие материалы: ткани, пленка, бумага;
- к пятой группе – штучные, массивные по объему материалы и изделия: керамика, стройматериалы, изделия из древесины;
- к шестой группе можно отнести разные изделия, подвергающиеся сушке после грунтования, окраски, склеивания и других работ на поверхности материала.

Существует следующая классификация наиболее распространенных сушильных установок:

**По способу подвода теплоты** к материалу: конвективные, кондуктивные, радиационные, электромагнитные, комбинированные.

**По режиму работы:** непрерывного действия, периодического действия, полунепрерывного действия.

**По конструкции:** камерные, шахтные, туннельные, барабанные, трубчатые, ленточные, взвешенного слоя, распылительные, сублимационные и др.

Из этих сушилок наиболее распространены конвективные сушильные установки, которые могут быть разделены на несколько групп по ряду существенных признаков:

**По сушильному агенту:** воздушные, на дымовых (топочных) газах, на конденсирующихся в процессе сушки газах (азот, гелий, перегретый водяной пар и т.д.).

**По схеме движения сушильного агента:** однозонные (с однократным использованием сушильного агента, с рециркуляцией), многозонные (с промежуточным подогревом сушильного агента, рециркуляцией его по зонам, рециркуляцией между зонами и т.п.).

**По давлению в сушильной камере:** атмосферные, вакуумные.

**По направлению движения сушильного агента** относительно материала: прямоточные, противоточные, перекрестно-точные, реверсивные.

Доля конвективных сушилок в общем объеме применяемых сушильных аппаратов составляет около 80 %. Наибольшую долю конвективных сушилок в химической промышленности составляют барабанные сушилки (около 40 %). Однако эти аппараты можно применять только для сушки сыпучих материалов.

В настоящее время широко используют аппараты для сушки в режиме псевдоожиженного или «кипящего» и фонтанирующего слоев (25 %) и аппараты для сушки в режиме пневмотранспорта (около 7 %).

Примерно 10 % общего числа конвективных сушилок составляют распылительные сушилки.

Для кондуктивных сушилок наиболее распространены полочные вакуум-сушильные шкафы, барабанные и вальцовые сушилки. Кондуктивные атмосферные сушилки применяют для сушки продуктов, для которых недопустим контакт материалов с теплоносителем, например для исключения загрязнений. Кондуктивные вакуумные сушилки используют для сушки термочувствительных материалов, удаления из материала органических растворителей, сушки токсичных и легковоспламеняющихся веществ, когда необходима герметизация процесса.

Вальцовые кондуктивные сушилки используют для сушки пастообразных продуктов с большой начальной влажностью.

Доля специальных сушилок (терморadiационных, высокочастотных, сублимационных) в химической промышленности составляет около 1 %.

### 3.1. Конвективные аппараты

Конвективные аппараты для сушки материала в слое могут быть **непрерывного** (туннельные, ленточные, петлевые, шахтные) и **периодического** (камерные, полочные) действия.

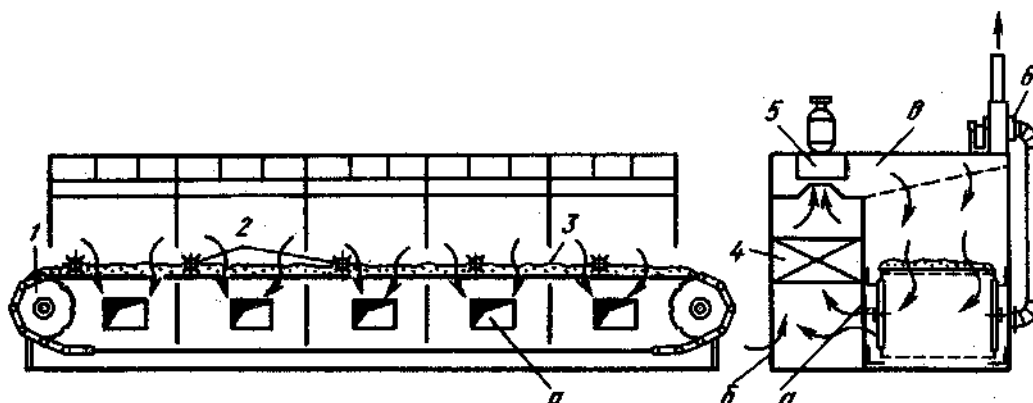
Из аппаратов периодического действия наиболее просты **полочные** калориферные сушилки, предназначенные для сушки материалов в малотоннажных производствах, когда необходимо с большой точностью регулировать режим сушки. Полочная сушилка представляет собой

прямоугольную камеру, внутри которой установлена этажерка с полками. На этажерке размещены противни с материалом. Сушильный агент подвергается многократной циркуляции с промежуточным подогревом. Воздух поступает в камеру, проходит в горизонтальном направлении между полками и удаляется через верхний патрубок. Температуру сушки регулируют изменением количества подаваемого пара в калорифер и количеством возвращаемого в камеру теплоносителя.

В **туннельных сушилках** высушиваемый материал перемещается в сушильных камерах (туннеле) вагонетками, тележками, люльками, захватами подвесных конвейеров. Длина туннеля может достигать 25–60 м, высота – 2–2,5 м. Параллельно оси туннеля или перпендикулярно оси циркулирует сушильный агент (нагретый воздух, топочные газы, перегретый пар).

**Ленточные сушилки** предназначены для сушки штучных изделий полуфабрикатов и сыпучих материалов. В качестве сушильного агента обычно используют нагретый воздух или топочные газы. Ленточные сушилки (аппараты непрерывного действия) изготовляют в виде одного или нескольких расположенных один над другим ленточных конвейеров, размещенных внутри прямоугольной сушильной камеры. В качестве несущего полотна конвейера обычно используют металлическую плетеную сетку или перфорированные пластины; лента может быть и сплошной (холст, бельтинг).

Высушиваемый материал, насыпанный на полотно конвейера, продвигается сушильным агентом. В сушилках со сплошной лентой теплоноситель движется над слоем высушиваемого материала в направлении, противоположном движению ленты.



*Рис. 3.1 Одноярусная ленточная сушилка*

В пятисекционной одноярусной сушилке (рис. 3.1) материал транспортируется ленточным конвейером 1. Воздух, нагреваемый в паровом калорифере 4, центробежным вентилятором 5 подается в распределители

тельный канал *в*, проходит через слой материала *з* сверху вниз и через окна *а* возвращается на рециркуляцию. Для выравнивания влажности материала по высоте слоя установлены ворошители *2* (валки с пальцами). Свежий воздух в необходимом количестве подсасывается через окна *б*.

**Вальцеленточные** сушилки (рис. 3.2) применяют для сушки пастообразных материалов. Сушилка состоит из ленточного конвейера и формовочно-сушильного вальца. На поверхности вальца, предназначенного для предварительного формования и подсушки материала, нанесены кольцевые канавки трапецеидального профиля. Паста, поступающая из бункера *2*, пресс-валком *1* впрессовывается в канавки сушильного вальца *3*. Валец и пресс-валик обогреваются паром. За один оборот вальца паста подсушивается, снимается специальными ножами *4*, поступает на конвейер *5*, а затем на конвейер ленточной сушилки *6*.

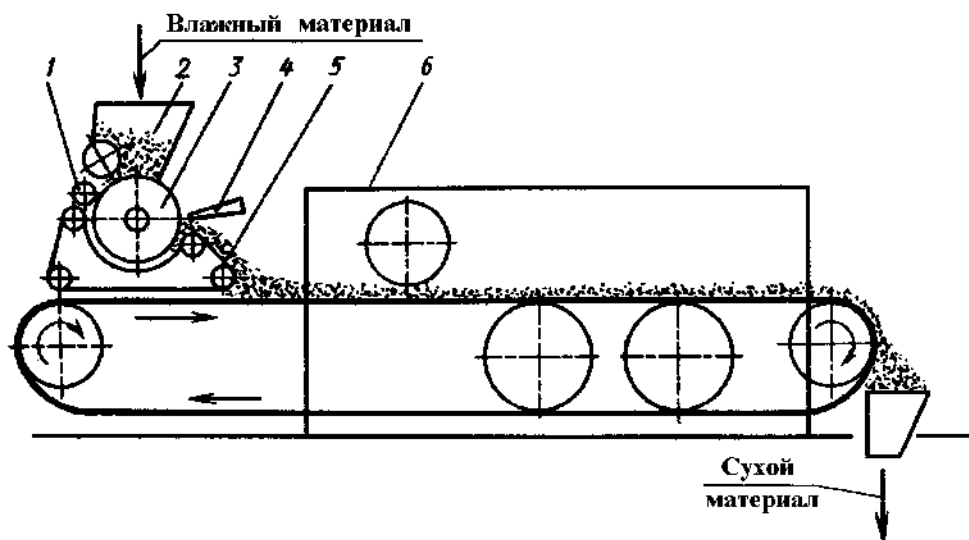


Рис. 3.2. Схема вальцеленточной сушилки

**Петлевые сушилки** применяют при сушке тонких гибких материалов (пленки, бумаги, тканей и др.). В этом случае сушильный аппарат (рис. 3.3) представляет собой камеру прямоугольного сечения, в которой в виде петель перемещается высушиваемый материал, провисающий на поперечных планках, закрепленных на цепном конвейере. Внутри сушильной камеры проходит бесконечная стальная лента *4* из металлической сетки с глубиной ячеек 10–15 мм. Паста из бункера–питателя *1* подается на обогреваемые паром вальцы *2*, вдавливающие материал в ячейки ленты. Пройдя направляющий барабан *3*, лента с впрессованным материалом поступает в сушильную камеру и образует петли благодаря специальным поперечным планкам, которые опираются на цепной конвейер *5*. Далее, направляющим роликом *6* лента отводится к ударному



устройству 7, и сухой продукт из ячеек сетки стряхивается в бункер, откуда шнеком 8 выводится из сушилки. Сушильный агент движется перпендикулярно ленте. Материал сушится достаточно интенсивно, поскольку сушка происходит в слое небольшой толщины при двустороннем омывании ленты теплоносителем.

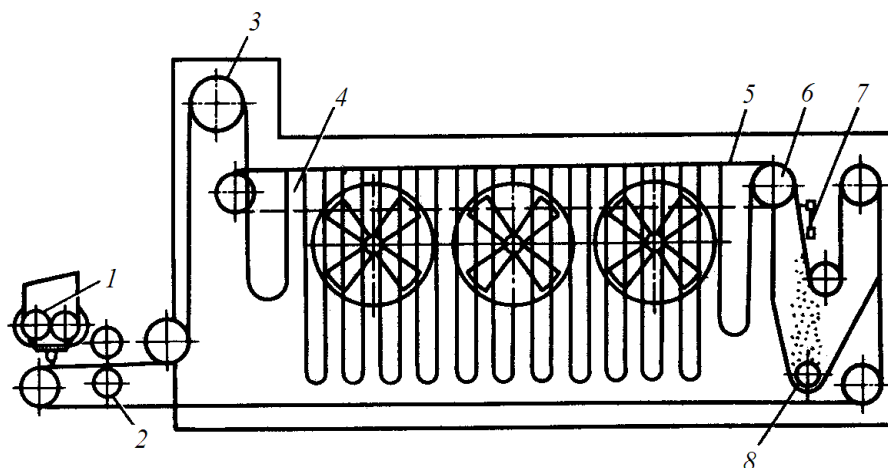


Рис. 3.3. Схема петлевой сушилки

Общие недостатки ленточных, вальцеленточных и петлевых сушилок – громоздкость, сложность обслуживания и перебои в работе из-за перекоса ленты.

### 3.2. Конвективные барабанные сушилки

Конвективные барабанные сушилки широко используют в химической промышленности для сушки сыпучих материалов топочными газами или подогретым воздухом в условиях прямоточного или противоточного движения теплоносителя и высушиваемого материала. Эти аппараты отличаются большой экономичностью благодаря возможности использования высокотемпературных теплоносителей. Они имеют значительную производительность, надежны в работе (работают по 6000–8000 ч без капитального ремонта).

Барабанная конвективная сушилка (рис. 3.4) представляет собой установленный под углом (около  $4^\circ$ ) к горизонтали вращающийся барабан 8, на который надеты два бандаж 10 и зубчатый венец 9 привода. Аппарат опирается бандажими на свободно вращающиеся ролики, закрепленные на опорной раме 3 и опорно-упорной станции 5. Два упорных ролика ограничивают осевое смещение корпуса барабана. Барабан вращается от моторно-редукторной группы 4 через зубчатый венец 9. Частота вращения барабана – 2–12 об/мин. На концах барабана установ-

лены: загрузочная камера 2 для ввода влажного продукта и теплоносителя и разгрузочная камера 6 для вывода продукта и отработанного теплоносителя из аппарата.

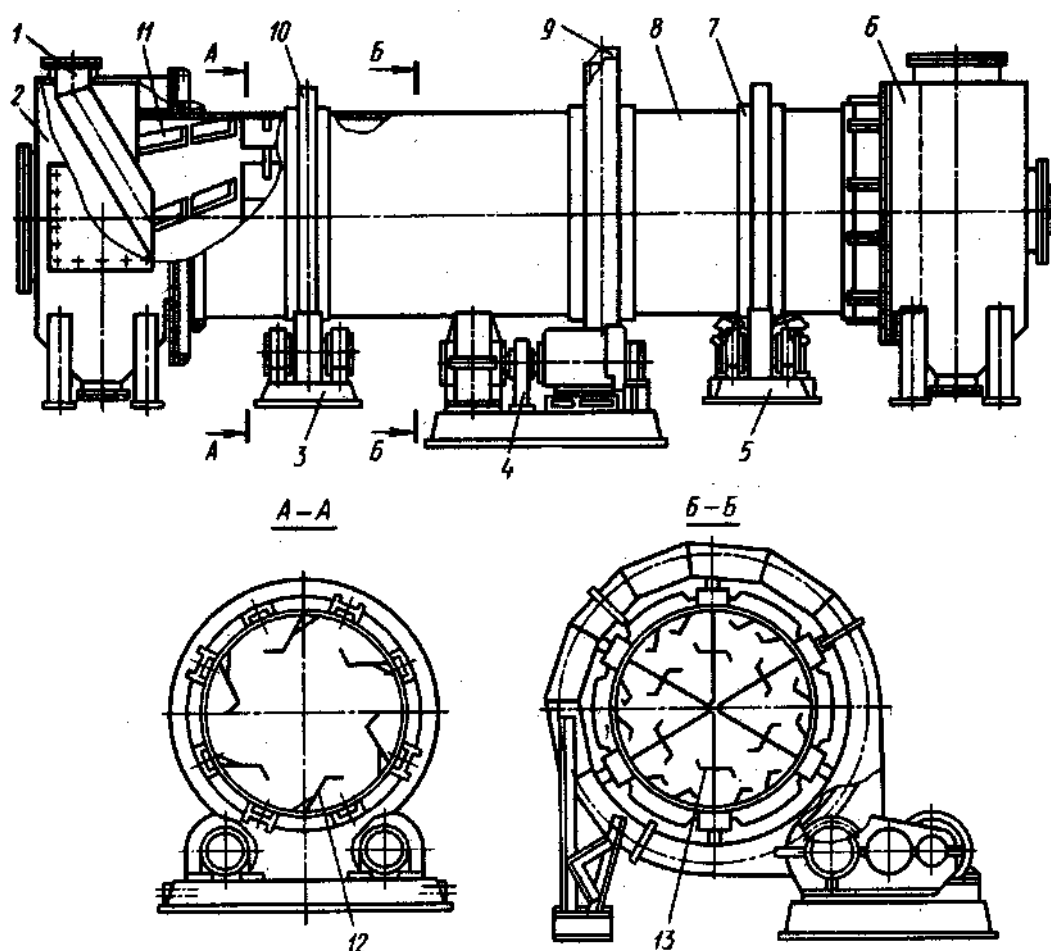


Рис. 3.4. Барабанная сушилка

Барабанные сушилки обозначают следующим образом: С – сушилка; Б – барабанная; Г – гранулированная; Т – трубчатая; первая цифра – диаметр барабана, мм; вторая цифра – длина барабана, мм; например: СБ 1200–8000.

ОСТ 2601-437-85 устанавливает основные размеры и параметры барабанных сушилок. Барабан сваривают из обечайек, вальцованных из листовой стали толщиной 5–20 мм, диаметром 1000–5000 мм, длиной 4000–35000 мм.

Барабан сушилки представляет собой стальную цилиндрическую обечайку, которая при работе имеет тенденцию несколько сплющиваться, особенно в сечениях под опорами. Во избежание этого барабан снабжают одной или несколькими кольцевыми накладками 7, приваренными к корпусу. Толщина накладок в 1,5–2 раза превышает толщину

барабана. Таким образом, образуется подбандажная обечайка – мощное жесткое кольцо. Иногда подбандажную обечайку изготавливают как единое толстое кольцо, свариваемое с пролетной обечайкой барабана кольцевым швом.

В барабане установлены насадки, обеспечивающие равномерное распределение материала по сечению барабана (рис. 3.5). Со стороны поступления материала расположена приемно-винтовая насадка *11*, далее – основная насадка. Насадку изготавливают штамповкой в виде секций длиной 1000 мм, привариваемых к внутренней поверхности барабана. В качестве основной насадки при  $D_6=1000-1600$  мм, применяют лопастную (рис. 3.5, *а*) для сушки налипающих и сыпучих материалов с размерами кусков более 8 мм; крестообразную и полочную (рис. 3.5, *б, в*) для сушки мелкокусковых и сыпучих материалов; секторную (рис. 3.5, *г*) для сушки материалов с малой сыпучестью при размере кусков не более 8 мм; ячейковую (рис. 3.5, *д*) для сушки тонкоизмельченных пылящих материалов.

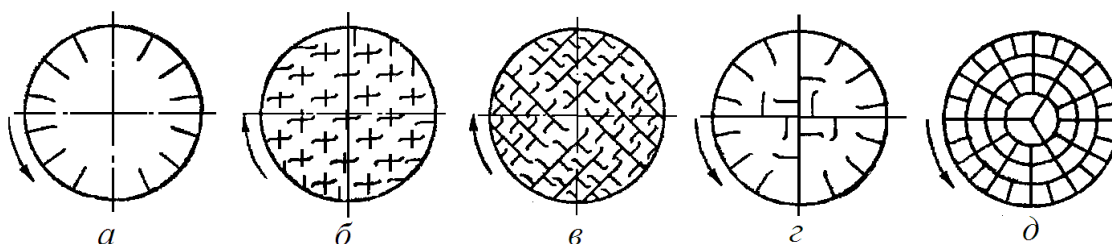


Рис. 3.5. Насадки для барабанных сушилок

Для загрузки вращающихся барабанов предназначены питатели, установленные над загрузочной камерой. Материал подается из питателя в барабан по наклонным лоткам *1* (угол наклона – 60–70°), что обеспечивает ссыпание материала в барабан. Объем барабана заполняют материалом обычно на 20 %. Для исключения уноса материала относительная скорость газа в сушилке составляет 2–5 м/с.

Бандажи *1* (рис. 3.6) прямоугольной формы в поперечном сечении изготавливают из стали 40. Бандаж устанавливают на барабане с кольцевым зазором с помощью башмаков *3*, которые присоединяют болтами *4* или приваривают к усилительной обечайке *5* барабана *6*. Под башмаками размещают регулировочные подкладки. Точность установки бандаж регулируют набором прокладок *2*, укладываемых между бандажом и башмаками. Зазор между бандажом и башмаками

$$\Delta D = L_6 \, t_6'' - t_6' \, D_6, \quad (3.1)$$

где  $L_6$  – температурный коэффициент линейного расширения материала барабана (для стали –  $12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ );

$t_6''$  – рабочая температура стенки барабана, °С;

$t_6'$  – температура стенки барабана при монтаже, °С.

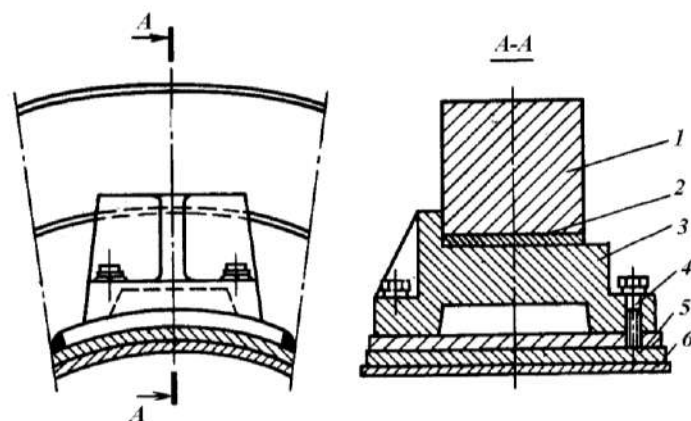


Рис. 3.6. Узел крепления бандаж к барабану

Барабанные сушилки обычно работают при низком вакууме (50–250 Па) для исключения выхода в цех запыленных топочных газов. В связи с этим стыки барабана с камерами уплотняют. По ОСТ 2601-441-85 в местах соединения барабана с загрузочной и разгрузочной камерами устанавливают сальниковые, ленточные или секторные уплотнения. В аппаратах диаметром 1000–2800 мм и температурой стенки барабана до 90 °С рекомендуется использовать ленточное уплотнение, а при более высокой температуре – сальниковое. В аппаратах большего диаметра рекомендуется использовать секторное уплотнение.

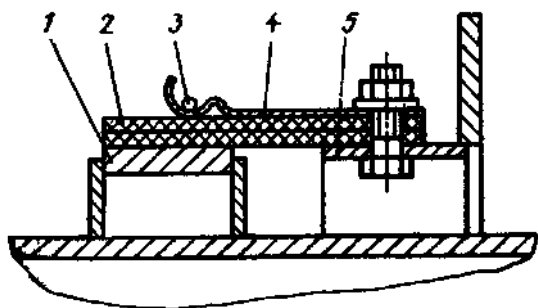


Рис. 3.7. Ленточное уплотнение

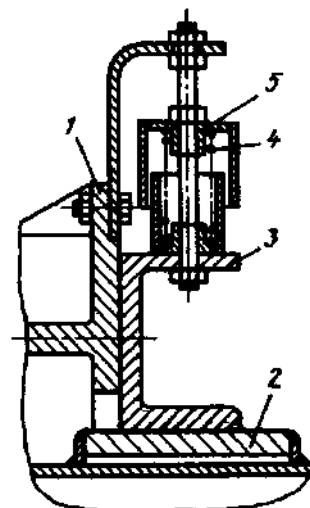


Рис. 3.8. Секторное уплотнение

В ленточном уплотнении (рис. 3.7) один конец многослойной ленты 2 закреплен на неподвижном кольце 5 камеры, а другой – заведен на кольцо 1, укрепленное на барабане. Лента прижата к неподвижному кольцу проволочным кольцом 3 через накладку 4.

Секторное уплотнение (рис. 3.8) состоит из подвижного, вращающегося вместе с барабаном кольца 2 и неподвижного кольца 1. К подвижному кольцу 2 пружинами 4 прижимаются десять секторов 3. Упорами для пружин 4 служат стаканы 5.

### **3.3. Аппараты для сушки материала в псевдоожиженном (кипящем) слое**

Проведение процесса сушки в кипящем слое позволяет значительно интенсифицировать удаление влаги из материала, поскольку при этом увеличивается поверхность контакта между частицами материала и сушильным агентом, выравнивается температура и влажность материала в объеме слоя. В установках с кипящим слоем можно одновременно проводить несколько процессов (сушку и обжиг, сушку и грануляцию и др.). К недостаткам таких сушилок можно отнести повышенный удельный расход энергии, пылеобразование материала и опасность возникновения взрывоопасных концентраций в воздухе.

Сушильные установки «кипящего» слоя состоят из сушильной камеры, газораспределительного устройства, тягодутьевого оборудования, питателя и разгрузочного устройства.

Сушильная камера представляет собой стальной сварной аппарат различной формы (прямоугольной, цилиндрической и др.). При работе с теплоносителем выше 500 °С корпус камеры футеруется огнеупорным кирпичом. Нижняя часть сушилки представляет собой газовую камеру. Верхняя часть состоит из зоны «кипящего» слоя и сепарационного пространства. Высота «кипящего» слоя не превышает 300–500 мм. Высоту сепарационного пространства рекомендуется принимать в 3,5–4,5 раза больше высоты «кипящего» слоя для уменьшения уноса частиц.

Газораспределительное устройство выполняет две функции – играет роль опоры для материалов и служит для равномерного распределения газа по сечению аппарата. Различают два типа решеток – провальные и беспровальные. Провальные решетки представляют собой перфорированные листы, на которых материал удерживается в процессе работы под действием скоростного напора сушильного агента. Толщину листа обычно принимают 10–20 мм. Беспровальные решетки представляют собой перфорированные листы, над отверстиями которых шпильками укреплены колпачки с отверстиями для выхода сушильного агента.

Применяют также решетки вращающиеся, вибрирующие и снабженные лопастными устройствами.

Для сушилок «кипящего» слоя в качестве сушильного агента часто применяют дымовые газы, поэтому сушилки конструируются вместе с топкой, которые чаще всего работают под давлением. Топка состоит из камеры горения и камеры смешения, где смешивается воздух с топочными газами, а также автоматически поддерживается необходимая температура смеси газов. Если сушка производится горячим воздухом, то вместо камеры горения устанавливается калорифер.

Как известно, при отсутствии теплоносителя или при очень малой его скорости зернистый материал лежит на решетке неподвижным плотным слоем. С увеличением скорости подачи теплоносителя наблюдается узкая область скоростей, в пределах которой слой сначала разбухает, но остается неподвижным, а затем, при достижении некоторой критической скорости, называемой скоростью псевдоожижения, слой приходит в состояние кипения, или псевдоожижения. С дальнейшим увеличением скорости теплоносителя псевдоожижение переходит в пневмотранспорт, начало которого характеризуется скоростью газового потока, называемой «скоростью уноса».

Для преодоления сопротивления сушильной установки необходимо тягодутьевое оборудование. Применяют три варианта установки вентиляторов (или воздуходувок):

- нагнетательный вентилятор перед топкой;
- вытяжной вентилятор за циклонами и фильтром;
- два вентилятора (один – дутьевой – перед топкой и второй – вытяжной за циклоном).

При работе вентилятора на вытяжку вся система работает под небольшим разрежением. Для уменьшения подсосов необходима герметизация установки; этот вариант хорош тем, что исключает попадание пыли из сушилки в помещение.

Тип применяемого питателя зависит от физических свойств влажного материала. В зависимости от физического состояния высушиваемого материала различают питатели для зернистых или пастообразных материалов, растворов и суспензий. Для зернистых материалов применяют шнековые, вибрационные, секторные питатели. Для подачи паст чаще всего используют вибрационные питатели, откуда паста в виде удлиненных капель попадает на поверхность «кипящего» слоя.

Растворы, суспензии и легколетучие пасты могут подаваться на слой распылительными дисками с помощью механических и пневматических форсунок. Выгрузка материала из аппарата может производиться сверху слоя или над решеткой. Если выгрузка идет сверху, то избыток

высушенного материала перетекает через порог и попадает в приемник высушенного материала. При выгрузке материала над решеткой высота слоя поддерживается постоянной путем отбора высушенного материала. В разгрузочном патрубке ставится шнек. Выбор места отбора высушенного материала зависит от его физико-химических свойств. Для комкующихся материалов, если комки остаются внизу слоя, выгрузку лучше производить снизу. Для мелкозернистых материалов выгрузка производится сверху слоя.

### **3.4. Распылительные сушилки**

Распылительные сушилки предназначены для сушки растворов и суспензий с получением готового продукта в виде порошков и гранул. Аппараты обеспечивают интенсивное удаление влаги из материала при кратковременном, обычно прямоточном, контакте с сушильным агентом. В этих аппаратах благодаря тонкому распылению материала достигается настолько значительная поверхность испарения, что процесс сушки завершается чрезвычайно быстро (за 15–20 с). Из-за кратковременности процесса и мягких условий сушки (температура на поверхности материала сравнительно невысокая) свойства материала не изменяются.

По конструкции сушилки представляют собой цилиндроконические (или цилиндрические) вертикальные камеры, в верхней части которых установлены распылительные устройства в виде центробежно-распылительного механизма или форсунок (пневматических или механических). Нижняя часть камеры имеет коническое или плоское днище. При выгрузке продукта самотеком применяют днище с углом при вершине 60°, при выгрузке специальными лопастями – днища с углом при вершине около 140°.

Теплоноситель (горячие дымовые газы или воздух) подводится в камеру специальным устройством, распределяющим его по всему сечению камеры. Высушиваемый раствор (или расплав) распылительным устройством разбрызгивается сверху на мелкие капли по всему сечению камеры.

В зависимости от технологических требований сушку проводят при прямоточном, противоточном и перекрестном потоках материала и сушильного агента.

По способу распыления исходного материала различают сушилки с центробежным (типа СРЦ) и форсуночным (типа СРФ) распылителем.

Схема установки с распылительной сушилкой приведена на рис. 3.9. Воздух вентилятором 1 через калорифер 2 подается в распылительную сушилку 3, в верхней части которой установлено распылительное устройство 4.

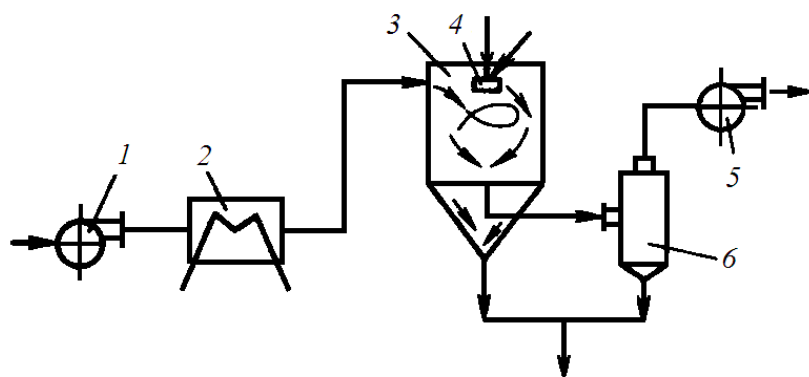


Рис. 3.9. Схема установки с распылительной сушилкой

Сушильный агент из аппарата, пройдя пылеочистное устройство 6 (циклон, рукавный фильтр), вентилятором 5 выбрасывается в атмосферу. Распылительная сушилка состоит из камеры, центробежного распылительного устройства, ввода теплоносителя, распределительного конуса и выводов готового продукта и теплоносителя. Детали, соприкасающиеся с продуктом, обычно изготавливают из коррозионно-стойких сталей, остальные – из углеродистых. Частота вращения распылительного диска – 8000–18000 об/мин. Производительность сушилки по исходному продукту – 50–18000 кг/ч.

Исходя из технико-экономических показателей распылительных сушилок, сформулированы основные требования, предъявляемые к распылительным устройствам:

- а) создание нужной формы факела (угол раскрытия, распределение массы в пространстве);
- б) обеспечение требуемого качества распыления (по размеру капель, однородности);
- в) надежность работы распылителя;
- г) минимальные энергозатраты;
- д) обеспечение максимально возможной производительности единичного распылителя;
- е) конструктивная простота и низкая стоимость распылителя;
- ж) простота обслуживания распылителя;
- з) возможность плавной регулировки производительности без существенного изменения дисперсности.

Центробежные распылительные сушилки имеют специальные центробежные распылительные механизмы, состоящие из электродвигателя, повышающего редуктора и вертикального вала с установленным на нем диском.



Распыливающие диски применяют различной конструкции, выбор которой зависит от свойств обрабатываемого материала и производительности аппарата (рис. 3.10 и рис. 3.11).

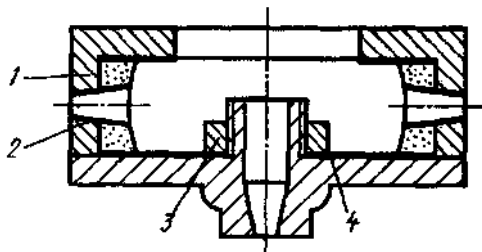


Рис. 3.10. Диск для распыления эрозионных материалов:  
1 – корпус; 2 – сопло;  
3 – гайка; 4 – пластина

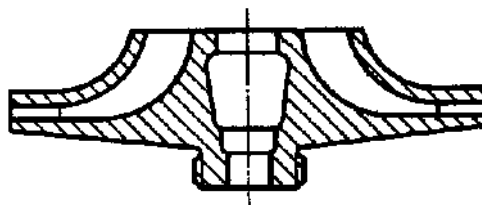


Рис. 3.11. Лопастной распылительный диск

Форсуночно-распылительные сушилки оснащают пневматическими или механическими форсунками. Механические форсунки работают под давлением 3–20 МПа. Они отличаются высокой экономичностью, компактностью и бесшумностью в работе, обеспечивают тонкое и равномерное распыление. Расход энергии невелик. Однако производительность этих форсунок трудно регулировать: их выходные отверстия часто засоряются, поэтому механические форсунки непригодны для распыления суспензий и паст.

Пневматические форсунки предназначены для распыления эмульсий, растворов и суспензий с широким диапазоном изменения дисперсности твердой фазы. Для распыливания используют сжатый воздух или водяной пар давлением 0,5–0,6 МПа. Пневматическими форсунками можно распылять жидкости любой вязкости. Они надежны в работе, их производительность просто регулировать. К недостаткам пневматических форсунок следует отнести неоднородность распыления и повышенный расход электроэнергии.

Распылительные сушилки с центробежными дисками и форсунками резко различаются. Диаметр форсуночных сушилок меньше, отношение длины камеры к ее диаметру  $H/D=1,5-2,5$ . Для сушилок с дисковым распылителем  $H/D=0,8-1,0$ . Как правило, сушильная камера этих аппаратов представляет собой вертикальную цилиндрическую обечайку с плоской крышкой и коническим или плоским дном, в котором находится разгрузочное устройство.

### 3.5. Гребковые сушилки

Гребковая сушилка (рис. 3.12) представляет собой горизонтальный сварной цилиндрический аппарат, герметически закрытый со всех сторон. Цилиндрическая часть его *1* делается стальной. Загрузка материала производится сверху, через загрузочный люк *2*. Разгрузка сушилки производится через нижний выгрузочный люк *3*, снабженный затвором. Для обогрева аппарата служит паровая рубашка *4*, в которую подается пар и из которой отводится конденсат. На торцах аппарата поставлены крышки тарельчатой формы, в которых имеются люки для ремонта и лючки для снятия проб без сброса вакуума.

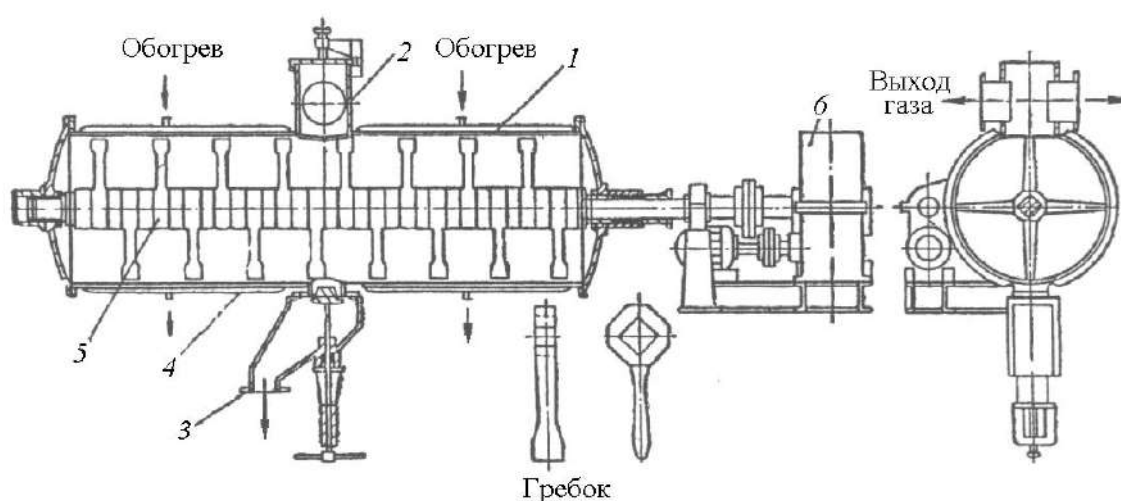


Рис. 3.12. Гребковая сушилка

Технологическая характеристика сушилки для производства поливинилбутираля следующая: начальная влажность материала 40 %, конечная – 2 %, остаточное давление – 100–150 мм рт. ст., температура сушки – 55–60 °С, время сушки – 4–6 часов. Внутри аппарата вращается мешалка *5*, которая представляет собой четырехгранный стальной вал с укрепленными на нем чугунными гребками (до 38 шт.). На гребках ставят стальные башмаки, которые позволяют увеличить срок действия лопастей. Эти расширенные части лопастей (башмаки) повернуты под некоторым углом к оси вала. Направление вращения лопастей при работе периодически меняется.

Сушилка периодического действия. Гребки вращаются медленно – 5–8 об/мин. Соседние лопасти повернуты на 90° и насаживаются на вал таким образом, что одна половина лопастей имеет правое направление, а другая – левое. Лопасти расположены на валу под небольшим углом (до 15°), образуя своего рода шнек. При изменении направления враще-

ния через каждые 5–8 мин материал сгребается то в одну, то в другую сторону и перемешивается. Лопасты почти вплотную подходят к стенкам, причем внизу даже ближе, чем в верхней части, т.к. ось вала на 5 мм ниже оси аппарата. Это позволяет устранить налипание продукта на стенки. Длина сушилки – до 10 м, а диаметр – до 2 м.

### 3.6. Выбор сушильного агента

Выбор типа сушильного агента зависит от свойств высушиваемого материала, формы связи с ним влаги, начальной влажности и объема производства.

Влажные материалы характеризуются рядом показателей:

- а) термической стойкостью;
- б) способностью образования зарядов статического электричества;
- в) агрегатным состоянием (сыпучий, жидкий, пастообразный);
- г) способностью к взаимодействию отдельных частиц материала между собой (адгезия) или твердой стенкой (когезия);
- д) теплоемкостью;
- е) гранулометрическим состоянием и пр.

Скорость процесса сушки лимитируется либо внешней диффузией, т.е. условиями подвода теплоты и отвода паров влаги с поверхности материала, либо внутренней диффузией, т.е. условиями вывода влаги из глубинных слоев материала к его поверхности.

Если высушиваемый материал – это пористое тело с капиллярами радиусом  $r > 0,1$  нм, то перенос влаги в нем подчиняется законам молекулярной диффузии. При меньших размерах капилляров ( $r < 0,1$  нм) закономерности переноса определяются режимом течения, при котором преимущественным является соударение молекул со стенками капилляров, а не между собой, как при обычной диффузии. Молекулы жидкости, ударяясь о стенки пор, как бы поглощаются ими и затем вновь испаряются. При очень малых капиллярах большую роль начинают играть силы отталкивания, затрудняющие прохождение молекул в порах.

В зависимости от механизма переноса в порах высушиваемые материалы можно разделить на 4 группы в порядке уменьшения критического диаметра пор: непористые и широкопористые сыпучие материалы с порами более 0,01 мкм; материалы с порами от 0,01 мкм до 6 нм; тонкопористые и микропористые материалы с порами от 6 до 2 нм; ультрамикропористые материалы менее 2 нм. Разумеется, реальный подлежащий сушке материал может содержать поры всех четырех групп.

На основании данных о характеристиках материала, времени сушки и требуемой производительности аппарата можно предварительно

выбрать типовую сушилку. Оптимальный вариант соответствует типу аппарата, для которого сумма баллов максимальна. Оценка для выбора сушилки может быть 0, 3 и 5 баллов. Если для заданных условий эксплуатации аппарату соответствует оценка 0 баллов, то возможность использования аппарата исключена. При оценке 5 баллов применение аппарата рекомендуется, а при оценке 3 балла допустимо, но связано с дополнительными мерами подготовки продукта.

При выборе типа сушилки необходимо обращать внимание на следующие обстоятельства: малотоннажные (производительность до 259 кг/ч) и среднетоннажные (до 3500 кг/ч) производства целесообразно укомплектовывать типовыми аппаратами, а для крупнотоннажных (свыше 3500 кг/ч) требуются индивидуальные разработки с учетом особенностей производства.

Сушилки периодического действия предпочтительны, когда обрабатывают небольшие количества продуктов при значительном ассортименте, а также при сушке материала, требующего изменения режима в процессе сушки. Жидкие и хорошо текучие материалы (растворы, суспензии) сушат в распылительных сушилках. Получаемый при этом продукт можно досушивать в аппаратах с псевдоожижением. Пасты сушат на вальцеленточных и петлевых сушилках, а при небольших масштабах производства – в аппаратах псевдоожиженного слоя с инертным теплоносителем. Сушка этих материалов вызывает наибольшие трудности: налипание пастообразного материала на рабочие поверхности резко снижает интенсивность процесса и вызывает перегревание материала. В связи с этим используют следующие приемы: формование, смешивание с мелким сухим продуктом (ретуром) для увеличения сыпучести, разбавление жидкостью до жидкотекучего состояния.

Сыпучие материалы, содержащие свободную слабосвязанную влагу, сушат обычно в трубных, вихревых, циклонных сушилках и в аппаратах псевдоожиженного слоя. Для удаления связанной воды используют сушилки барабанные, ленточные, с псевдоожиженным и фонтанирующим слоем, а в малотоннажном производстве – полочные. Токсичные и пожароопасные материалы сушат в кондуктивных вакуумных сушилках. Как правило, для конкретного материала пригодны аппараты нескольких типов, и окончательно тип сушилки выбирают на основании технико-экономического сравнения вариантов сушки по приведенным затратам.

## 4. ВЫПАРНЫЕ АППАРАТЫ

### 4.1. Общие положения

Выпаривание представляет собой процесс концентрирования раствора нелетучих веществ путем испарения жидкого летучего растворителя. Часто это необходимо для повышения скорости последующих химических превращений за счет увеличения концентрации растворенного вещества, а также для удешевления и облегчения транспортировки и хранения готовой продукции. Процесс выпаривания применяют как для частичного удаления растворителя, так и для полного разделения раствора на растворитель и растворенное вещество. В последнем случае выпаривание сопровождается кристаллизацией.

В химической промышленности выпаривание широко применяется для концентрирования водных растворов щелочей и солей (едкий натр, едкое кали, аммиачная селитра, сульфат аммония и др.), а также высококипящих жидкостей, обладающих, как и твердые тела, при температуре выпаривания малым давлением пара (глицерин, серная кислота и т.п.). Широкое применение выпаривание получило в пищевой, целлюлозно-бумажной, фармацевтической промышленности и в цветной металлургии. Применяют выпаривание и для опреснения морской воды.

Физическая сущность выпаривания заключается в превращении растворителя в пар при кипении раствора и удалении образующегося пара. Переход жидкости в пар может происходить при любой температуре, поэтому следует различать испарение и кипение.

Испарение происходит только с поверхности жидкости и при любой температуре ниже температуры кипения, при любой низкой упругости пара. При этом необходимо, чтобы упругость пара была больше его парциального давления в окружающем пространстве. С повышением температуры жидкости увеличивается упругость ее паров. Когда упругость паров становится равной внешнему давлению, жидкость кипит. Парообразование при кипении происходит по всей массе жидкости и является более интенсивным процессом, чем испарение. Поэтому выпаривание проводят в условиях кипения, а не испарения.

Источником тепловой энергии при выпаривании могут служить любые теплоносители, хотя чаще всего используется насыщенный водяной пар, который называют греющим, или первичным. Греющий пар отдает тепло выпариваемому раствору через стенку («глухой» пар). Пар, образующийся при кипении выпариваемого раствора, называют вторичным.

В зависимости от свойств выпариваемого раствора и дальнейшего использования тепла вторичного пара выпаривание производят как при атмосферным давлением, так и при давлениях выше (избыточном) или ниже атмосферного (вакуум). Самым простым способом является выпаривание под атмосферным давлением, но образующийся при этом вторичный пар не используется, а удаляется в атмосферу. Вторичный пар, отбираемый на сторону вне целей выпаривания, называют экстра-паром.

Выпаривание под избыточным давлением позволяет использовать тепло вторичного пара, но обуславливает повышение температуры кипения раствора и, следовательно, требует применения греющего агента с более высокой температурой. Поэтому данный способ следует применять для выпаривания растворов, не чувствительных к высоким температурам.

Выпаривание под вакуумом имеет ряд преимуществ по сравнению с двумя рассмотренными выше способами:

а) позволяет снизить температуру кипения раствора, что очень важно при выпаривании растворов, чувствительных к высоким температурам, а также высококипящих растворов, когда температура греющего агента не позволяет вести процесс при атмосферном давлении;

б) при вакууме увеличивается разность температур между греющим агентом и кипящим раствором, что, при прочих равных условиях, позволяет уменьшить поверхность теплообмена аппарата;

в) за счет понижения температуры кипения раствора при разрежении можно использовать греющий агент более низких рабочих параметров (температуры и давления);



Рис. 4.1. Схема материальных потоков в выпарном аппарате

г) можно использовать в качестве греющего агента вторичный пар самой выпарной установки, что значительно снижает расход первичного греющего пара (см. многокорпусное выпаривание).

В химической технике выпаривание осуществляют либо в одном аппарате (однокорпусное выпаривание), либо в нескольких последовательно соединенных между собой аппаратах (многокорпусное выпаривание). Применяется также однокорпусное выпаривание с тепловым насосом.

Схема материальных потоков в выпарном аппарате представлена на рис. 4.1.

## 4.2. Однокорпусное выпаривание

При однокорпусном выпаривании (рис. 4.2) раствор выпаривается от исходной до конечной концентрации в одном и том же аппарате. Однокорпусное выпаривание применяют либо в небольших по масштабу производствах, либо при агрессивных растворах, требующих для изготовления аппарата дефицитных материалов, либо если экономия пара не имеет существенного значения.

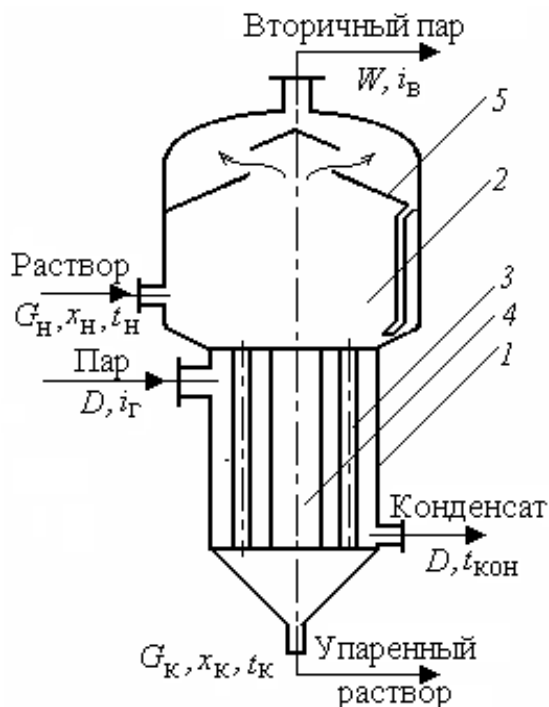


Рис. 4.2. Схема устройства выпарного аппарата:

- 1 – греющая камера; 2 – паровое пространство; 3 – греющие трубки;
- 4 – циркуляционная труба;
- 5 – каплеотбойник

Процесс выпаривания проводится периодически или непрерывно. В периодически действующих аппаратах загрузка исходного раствора, выпаривание его до необходимой более высокой концентрации и выгрузка упаренного раствора производятся последовательно. Опорожненный аппарат вновь наполняется исходным раствором, и процесс повторяется. В аппаратах непрерывного действия исходный раствор непрерывно подается на выпаривание в аппарат, а упаренный раствор также непрерывно отводится из него. Аппараты непрерывного действия по сравнению с периодическими более экономичны в тепловом отношении, т.к. в них отсутствуют потери тепла на периодический нагрев самого аппарата. Периодическая выпарка целесообразна при выпаривании

растворов с высокой температурной депрессией.

Выпаривание проводят в аппаратах различного типа. Выбор типа выпарного аппарата определяется физико-химическими свойствами раствора и режимом теплопередачи. Выпарные аппараты с паровым обогревом можно объединить в три группы: с естественной циркуляцией раствора; с принудительной циркуляцией раствора (при выпаривании вязких растворов); пленочные аппараты (для выпарки чистых некристаллизующихся растворов и растворов, чувствительных к высоким температурам).

Рассмотрим принципиальную схему непрерывно действующего однокорпусного выпарного аппарата с естественной циркуляцией раствора на примере аппарата с встроенной греющей камерой и центральной циркуляционной трубой (рис. 4.2).

Греющий пар для облегчения чистки поверхности нагрева от накипи (во всех конструкциях выпарных аппаратов) подается в межтрубное пространство греющей камеры 1. Конденсат отводится снизу камеры. Выпариваемый раствор, предварительно нагретый до температуры кипения в выносном теплообменнике, поступает в пространство над трубками 3 и опускается по циркуляционной трубе 4 вниз. Затем, поднимаясь по греющим трубкам, раствор вскипает. Отделение вторичного пара от раствора происходит в сепарационной части аппарата 2. Для более полного отделения пара от брызг и капель предусмотрен брызгоотделитель (каплеотбойник) 5. Очищенный вторичный пар удаляется сверху сепаратора.

Вследствие разности плотности раствора в циркуляционной трубе и парожидкостной эмульсии в греющих трубках раствор циркулирует по замкнутому контуру (естественная циркуляция). Возникновение достаточной разности плотностей при этом обусловлено тем, что на единицу объема раствора в трубке приходится большая поверхность, чем в циркуляционной трубе, т.к. поверхность трубы находится в линейной зависимости от ее диаметра, а объем раствора в трубе пропорционален квадрату ее диаметра. Значит, парообразование в греющих трубках должно протекать интенсивнее, чем в циркуляционной трубе, а плотность раствора в них будет ниже, чем в циркуляционной трубе. Наличие циркуляции улучшает теплопередачу и препятствует образованию накипи на поверхности трубок.

Упаренный раствор удаляется из нижней части аппарата. Если выпаривание производится под вакуумом, то вторичный пар поступает в конденсатор, соединенный с вакуум-насосом.

#### 4.2.1. Материальный баланс однокорпусного выпаривания

Количество упаренного раствора и количество выпаренного растворителя определяется из уравнения материального баланса процесса, который без учета потерь раствора, согласно рис. 4.2, можно выразить двумя уравнениями. Первое – по всему веществу

$$G_H = G_K + W. \quad (4.1)$$

Второе – по абсолютно сухому веществу, находящемуся в растворе,

$$G_H \cdot x_H = G_K \cdot x_K, \quad (4.2)$$



где  $G_H$  и  $G_K$  – начальный и конечный расход раствора, кг/с;  
 $W$  – количество растворителя, выпаренного из раствора, кг/с;  
 $x_H$  и  $x_K$  – начальная и конечная концентрация раствора, % по массе.  
 Если заданы  $G_H$ ,  $x_H$  и  $x_K$ , то

$$G_K = \frac{G_H \cdot x_H}{x_K}; \quad (4.3)$$

$$W = G_H - G_K = G_H \left( 1 - \frac{x_H}{x_K} \right). \quad (4.4)$$

#### 4.2.2. Тепловой баланс однокорпусного выпаривания

Для составления теплового баланса примем следующие обозначения:

$D$  – расход греющего пара, кг/с;

$i_T$ ,  $i_B$  – энтальпия греющего и вторичного пара соответственно, Дж/кг;

$t_{\text{кон}}$ ,  $t_H$ ,  $t_K$  – температура конденсата, исходного и упаренного растворов соответственно, °С;

$c$ ,  $c_H$ ,  $c_K$  – удельная теплоемкость конденсата исходного и упаренного растворов соответственно, Дж/(кг·К);

$Q_K$  – теплота концентрирования раствора, Вт;

$Q_{\Pi}$  – потери тепла в окружающую среду, Вт.

Согласно схеме (рис. 5.1) тепло в аппарат вносится:

с исходным раствором  $Q_1 = G_H c_H t_H$ ;

с греющим паром  $Q_2 = D i_T$ .

Тепло из аппарата уносится:

с упаренным раствором  $Q_3 = G_K c_K t_K$ ;

с вторичным паром  $Q_4 = W i_B$ ;

с конденсатом греющего пара  $Q_5 = D c t_{\text{кон}}$ ;

при концентрировании раствора  $Q_K$ ;

с потерями в окружающую среду  $Q_{\Pi}$ .

(Тепло концентрирования может входить и в приходную часть баланса, если тепловой эффект концентрирования раствора положительный.)

Уравнение теплового баланса принимает вид

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_K + Q_{\Pi}$$

или  $G_H c_H t_H + D i_T = G_K c_K t_K + W i_B + D c t_{\text{кон}} + Q_K + Q_{\Pi}. \quad (4.5)$

Рассматривая исходный раствор как смесь упаренного раствора и испаренного растворителя, частное уравнение теплового баланса смешения при постоянной температуре кипения  $t_k$  раствора (температура упаренного раствора равна  $t_k$ ) в аппарате можно записать как

$$G_H c_H t_H = G_K c_K t_K + W c' t_K, \quad (4.6)$$

где  $c'$  – удельная теплоемкость растворителя при температуре кипения раствора, Дж/(кг·К).

Тогда

$$G_K c_K = G_H c_H - W c'. \quad (4.7)$$

Подставляя правую часть уравнения (4.7) в уравнение (4.5), получим

$$G_H c_H t_H + D i_T = G_H c_H t_K - W c' t_K + W i_B + D c t_{\text{кон}} + Q_K + Q_{\Pi}. \quad (4.8)$$

Из уравнения (4.8)

$$D i_T - c t_{\text{кон}} = G_H c_H t_K - t_H + W i_B - c' t_K + Q_K + Q_{\Pi}. \quad (4.9)$$

Величина  $Q_{\Pi}$  в выпарных аппаратах, покрытых тепловой изоляцией, не превышает 3–5 % полезно используемого тепла. Если раствор поступает в аппарат, предварительно нагретый до температуры кипения, т.е.  $t_H = t_K$ , то, пренебрегая суммой  $Q_K + Q_{\Pi}$ , получим из уравнения (4.9)

$$D = \frac{W(i_B - c' t_K)}{i_T - c t_{\text{кон}}}. \quad (4.10)$$

Практически  $i_T - c t_{\text{кон}} \approx i_B - c' t_K$ , поэтому

$$D \approx W, \quad (4.11)$$

т.е. теоретически на выпаривание 1 кг воды расходуется приблизительно 1 кг греющего пара. Практически, с учетом потерь тепла, удельный расход греющего пара составляет 1,1–1,2 кг/кг воды.

### 4.2.3. Поверхность нагрева

Поверхность нагрева непрерывно действующего выпарного аппарата определяется из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{пол}}},$$

где  $Q$  – тепло, затрачиваемое на выпаривание раствора (без учета тепловых потерь);

$\Delta t_{\text{пол}}$  – движущая сила процесса, соответствующая (применительно к выпарке) полезной разности температур, К.

### 4.3. Многокорпусное выпаривание

Многокорпусное выпаривание, как уже отмечалось, позволяет более экономично проводить процесс выпаривания за счет многократного использования пара. Сущность многокорпусного выпаривания состоит в том, что процесс проводится в нескольких последовательно соединенных аппаратах, давление в которых поддерживается так, чтобы вторичный пар предыдущего аппарата можно было бы использовать в качестве греющего в последующем.

Это возможно при использовании греющего пара высокого давления или при применении вакуума. В первом варианте температура кипения раствора в первом корпусе устанавливается примерно 125–130 °С и выше, а в последнем корпусе несколько выше 100 °С, для того, чтобы температура вторичного пара составляла 102–103 °С.

По второму варианту, применяемому чаще всего, сравнительно высокая температура кипения – в первом корпусе и температура 50–60 °С – в последнем корпусе выпарной установки под вакуумом. Последний корпус при этом соединяется с конденсатором, снабженным вакуум-насосом.

При однокорпусной выпарке теоретически, как было рассмотрено выше, на 1 кг выпариваемой воды расходуется примерно 1 кг греющего пара. В двухкорпусной установке 1 кг греющего пара (из котельной), поступивший в первый корпус, выпаривает в нем 1 кг воды, а образовавшимся при этом 1 кг вторичного пара выпаривается во втором корпусе еще 1 кг воды, т.е. на 1 кг греющего пара приходится 2 кг выпаренной воды. Расход греющего пара, таким образом, составляет 0,5 кг на 1 кг выпаренной воды.

По аналогии можно отметить, что удельный расход греющего пара в трехкорпусной установке составит 1/3 кг/кг, а в четырехкорпусной – 1/4 кг/кг, т. е. теоретически удельный расход греющего пара при многокорпусном выпаривании обратно пропорционален числу последовательно включенных корпусов.

При выпаривании под вакуумом экстра-пар можно отбирать из любого корпуса, кроме последнего, т.к. вторичный пар из него направляется в конденсатор. Если выпаривание проводят под давлением, вторичный пар можно полностью использовать вне установки. Следует отметить, что использование вторичного пара может быть осуществлено и в однокорпусном аппарате с термокомпрессором, в котором образующийся вторичный пар сжимается до давления рабочего пара и используется в том же аппарате.

### 4.3.1. Схемы многокорпусных вакуум-выпарных установок

По взаимному направлению движения пара и выпариваемого раствора различают три основные схемы многокорпусных вакуум-выпарных установок:

- с прямоточным питанием;
- с противоточным питанием;
- с параллельным питанием корпусов.

Рассмотрим эти схемы на примере трехкорпусной выпарной установки.

В схеме с прямоточным питанием корпусов (рис. 4.3) исходный раствор подается в первый корпус, далее перемещается последовательно в корпуса 2 и 3 и удаляется из третьего корпуса в виде готового продукта. Грейущий пар (из котельной) вводится в первый корпус. Образовавшийся в первом корпусе вторичный пар поступает в качестве греющего во второй корпус. Вторичный пар, образовавшийся во втором корпусе, поступает на обогрев третьего корпуса. Вторичный пар из третьего корпуса направляется в барометрический конденсатор, в котором при конденсации пара создается необходимое разрежение.

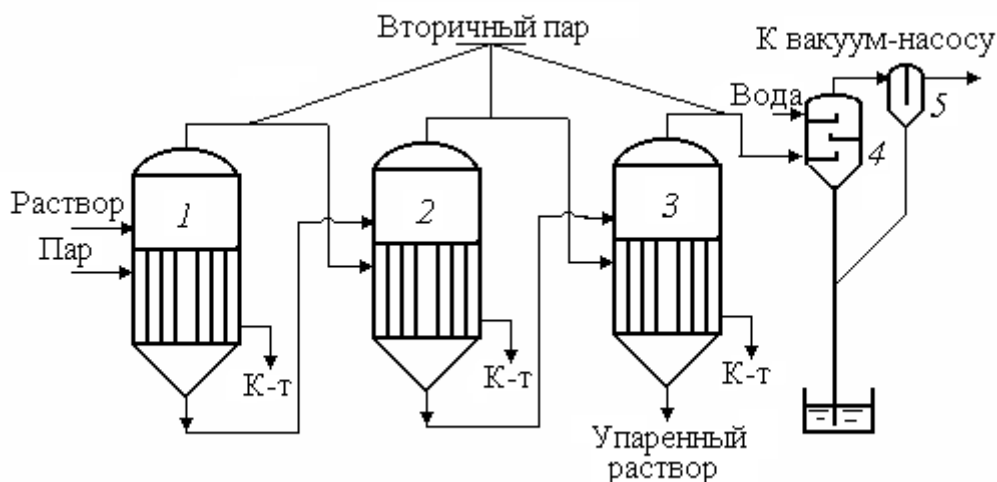


Рис. 4.3. Многокорпусная прямоточная выпарная установка:  
1–3 – корпуса установки; 4 – барометрический конденсатор; 5 – ловушка

Таким образом, раствор из корпуса в корпус и греющие пары движутся в одном направлении. Вследствие уменьшения давления от первого корпуса к третьему раствор перетекает естественным током (без насосов).

Так как температура кипения раствора в каждом последующем корпусе ниже, чем в предыдущем (вследствие уменьшения давления), то раствор из корпуса в корпус поступает перегретым и охлаждается до

температуры кипения в данном корпусе (кроме первого). За счет выделяющегося при этом тепла образуется дополнительно некоторое количество вторичного пара. Это явление, имеющее место во всех корпусах (кроме первого) проточной установки, называется *самоиспарением раствора*.

Одновременное понижение температуры и повышение концентрации раствора приводит к повышению его вязкости и к снижению коэффициентов теплопередачи от первого корпуса к последнему. Это является основным недостатком проточной схемы.

В схеме с противоточным питанием (рис. 4.4) первичный пар поступает, как и в предыдущей схеме, в первый корпус, вторичные пары в качестве греющих перемещаются в направлении от первого к третьему корпусу. Выпариваемый раствор подается в последний корпус, а из него – во второй и т. д. Следовательно, греющий пар и выпариваемый раствор движутся из корпуса в корпус в противоположных направлениях. Так как в этой схеме раствор поступает из корпуса с меньшим давлением в корпус с более высоким давлением, то для перемещения раствора необходимо устанавливать насосы. Это требует дополнительного расхода энергии, усложняет установку и затрудняет ее регулирование.

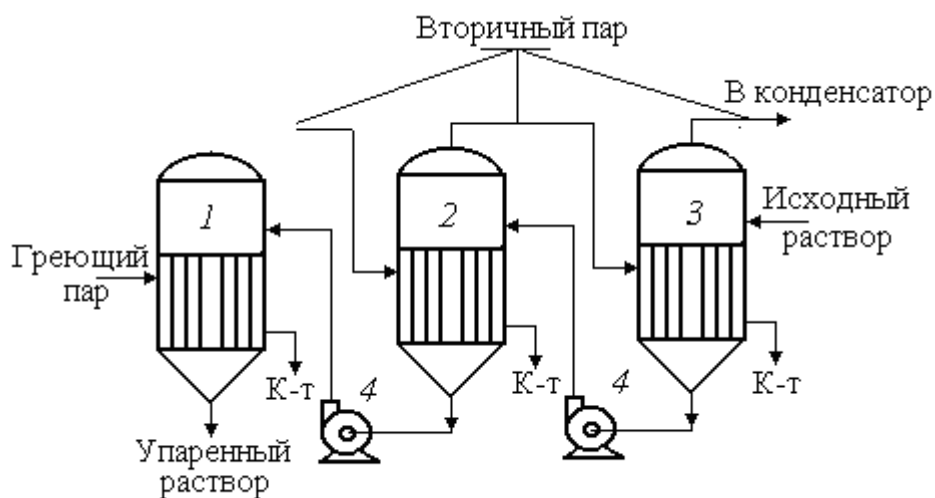


Рис. 4.4. Многокорпусная противоточная выпарная установка:  
1–3 – корпуса установки; 4 – насосы

В противоточной схеме более благоприятны условия теплопередачи (с повышением концентрации раствора повышается его температура), чем в проточной схеме, поэтому коэффициенты теплопередачи по корпусам изменяются в меньшей степени, чем при проточке. Однако недостатки проточных схем менее существенны, чем противоточных, поэтому первые получили большее распространение.

В схеме с параллельным питанием (рис. 4.5) греющие пары перемещаются аналогично первым двум схемам, а исходный раствор подается одновременно во все корпуса, упаренный раствор также одновременно отбирается из всех корпусов.

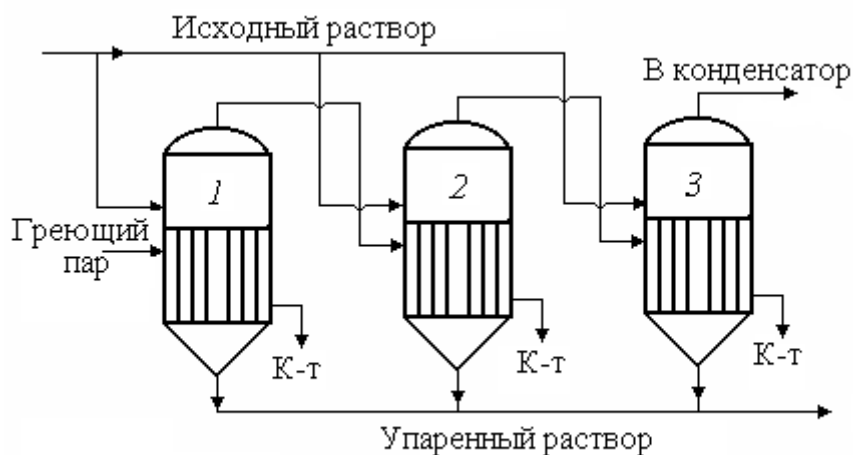


Рис. 4.5. Многокорпусная выпарная установка с параллельным питанием корпусов (1–3)

Эта схема применяется в основном при выпаривании кристаллизующихся растворов, которые трудно перемещать из корпуса в корпус вследствие закупоривания перепускных трубопроводов и арматуры.

#### 4.3.2. Материальный баланс многокорпусного выпаривания

Материальный баланс многокорпусной выпарной установки составляется по аналогии с однокорпусной выпаркой. Общее количество выпаренного во всех корпусах растворителя  $W$  определяется из уравнения

$$W = G_H \left( 1 - \frac{x_H}{x_K} \right). \quad (4.12)$$

Общее количество выпаренного растворителя складывается из количества растворителя, выпариваемого по корпусам,

$$W = W_1 + W_2 + \dots + W_n = \sum_{i=1}^n W_i, \quad (4.13)$$

где  $W_1, W_2, \dots, W_n$  – количество выпаренного растворителя соответственно в первом, втором и т.д. корпусах.

Концентрации раствора на выходе из каждого корпуса можно определить на основании уравнений:

– для первого корпуса

$$x_{k1} = \frac{G_H x_H}{G - W_1}; \quad (4.14)$$

– для второго корпуса

$$x_{k2} = \frac{G_H x_H}{G - W_1 - W_2}; \quad (4.15)$$

– для последнего

$$x_{kn} = \frac{G_H x_H}{G - W_1 - W_2 - \dots - W_n}. \quad (4.16)$$

В общем виде для любого  $i$ -го корпуса

$$x_{ki} = \frac{G_H x_H}{G - W_1 - W_2 - \dots - W_i}. \quad (4.17)$$

### 4.3.3. Тепловой баланс многокорпусного выпаривания

Выражения тепловых балансов многокорпусных выпарных установок изменяются в соответствии со схемой (рис. 4.6) движения греющего пара и раствора.

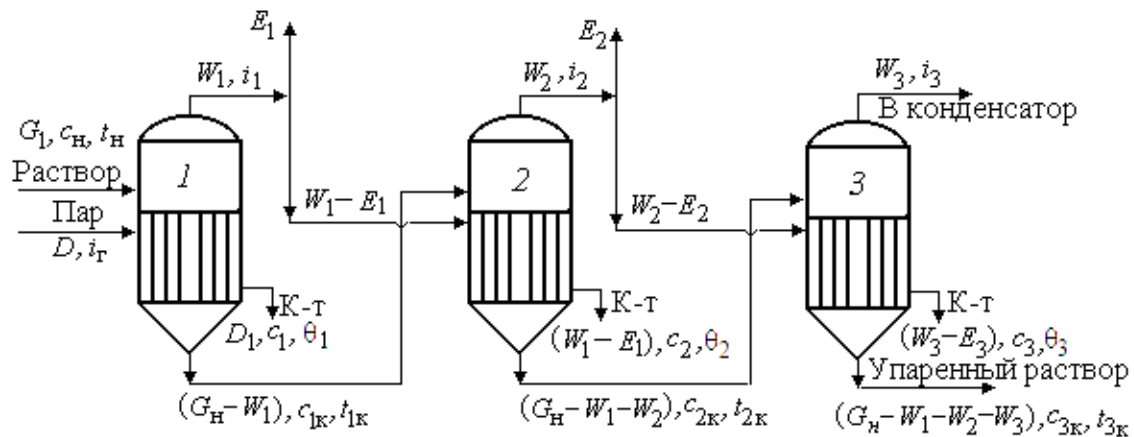


Рис. 4.6. К составлению теплового баланса трехкорпусной прямоточной установки

Рассмотрим тепловой баланс трехкорпусной вакуум-выпарной прямоточной установки. Введем следующие обозначения, в которых индексы 1, 2 и 3 соответствуют номерам корпусов:

$D$  – расход греющего (из котельной) пара, кг/с;

$i_T$  – энтальпия греющего пара, Дж/кг;

$E_1, E_2$  – количество вторичного пара, отбираемого из корпусов, кг/с;  
 $i_1, i_2, i_3$  – энтальпии вторичного пара, Дж/кг;  
 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  – температуры конденсата греющего пара, °С;  
 $W_1, W_2, W_3$  – количество испаренного растворителя из раствора, кг/с;  
 $c_1, c_2, c_3$  – удельные теплоемкости конденсата греющего пара, Дж/(кг·К);

$G_H$  – количество исходного раствора, поступающего в первый корпус, кг/с;

$c_H, c_{1K}, c_{2K}, c_{3K}$  – удельные теплоемкости исходного и упаренных растворов, Дж/(кг·К);

$t_H, t_{1K}, t_{2K}, t_{3K}$  – температуры исходного и упаренных растворов, °С;

$Q_{1K}, Q_{2K}, Q_{3K}$  – теплоты концентрирования растворов, Вт;

$Q_{1П}, Q_{2П}, Q_{3П}$  – потери тепла в окружающую среду.

Согласно схеме (рис. 4.6) уравнения тепловых балансов корпусов имеют следующий вид:

Первый корпус:

$$D i_T + G_H c_H t_H = (G_H - W_1) c_{1K} t_{1K} + W_1 i_1 + D_1 c_1 \theta_1 + Q_{1K} + Q_{1П}.$$

Проведя преобразование, получим

$$D(i_T - c_1 \theta_1) = G_H (c_K t_K - c_H t_H) + W_1 (i_1 - c_{1K} t_{1K}) + Q_{1K} + Q_{1П}. \quad (4.18)$$

Если раствор поступает в первый корпус предварительно нагретым до температуры кипения, т.е.  $t_H = t_{1K}$ , то в уравнении (4.18) можно пренебречь членом  $G_H (c_K t_K - c_H t_H)$ .

Второй корпус:

$$(W_1 - E_1) i_1 + (G_H - W_1) c_{1K} t_{1K} = (G_H - W_1 - W_2) c_{2K} t_{2K} + W_2 i_2 + (W_1 - E_1) c_2 \theta_2 + Q_{2K} + Q_{2П},$$

или

$$(W_1 - E_1)(i_1 - c_2 \theta_2) = G_H (c_{2K} t_{2K} - c_{1K} t_{1K}) + W_2 (i_2 - c_{2K} t_{2K}) + Q_{2K} + Q_{2П}. \quad (4.19)$$

Третий корпус:

$$(W_2 - E_2) i_2 + (G_H - W_1 - W_2) c_{2K} t_{2K} = (G_H - W_1 - W_2 - W_3) c_{3K} t_{3K} + W_3 i_3 + (W_2 - E_2) c_3 \theta_3 + Q_{3K} + Q_{3П},$$

или

$$(W_2 - E_2)(i_2 - c_3 \theta_3) = G_H (c_{3K} t_{3K} - c_{2K} t_{2K}) + W_3 (i_3 - c_{3K} t_{3K}) + Q_{3K} + Q_{3П}. \quad (4.20)$$



Так как  $t_{1к} > t_{2к}$  и  $t_{2к} > t_{3к}$ , то члены теплового баланса, выражающие расход тепла на нагревание раствора до температуры кипения, во втором  $[G_H(c_{2к}t_{2к} - c_{1к}t_{1к})]$  и в третьем  $[G_H(c_{3к}t_{3к} - c_{2к}t_{2к})]$  корпусах имеют отрицательное значение (происходит самоиспарение раствора).

#### 4.4. Классификация выпарных аппаратов

По способу осуществления циркуляции:

- а) с естественной циркуляцией;
- б) с принудительной циркуляцией;
- в) без циркуляции (прямоточные).

По конструкции:

- а) с паровыми рубашками;
- б) со змеевиками;
- в) специальной конструкции (роторные, с погружными горелками);
- г) трубчатые.

Наиболее распространены трубчатые выпарные аппараты. Они подразделяются на аппараты:

- а) с горизонтальными трубками;
- б) с наклонными трубками;
- в) с вертикальными трубками.

В химической промышленности чаще всего применяются аппараты с вертикальными трубками. Они, в свою очередь, делятся:

- а) на одноходовые;
- б) многоходовые.

Одноходовые делятся на аппараты:

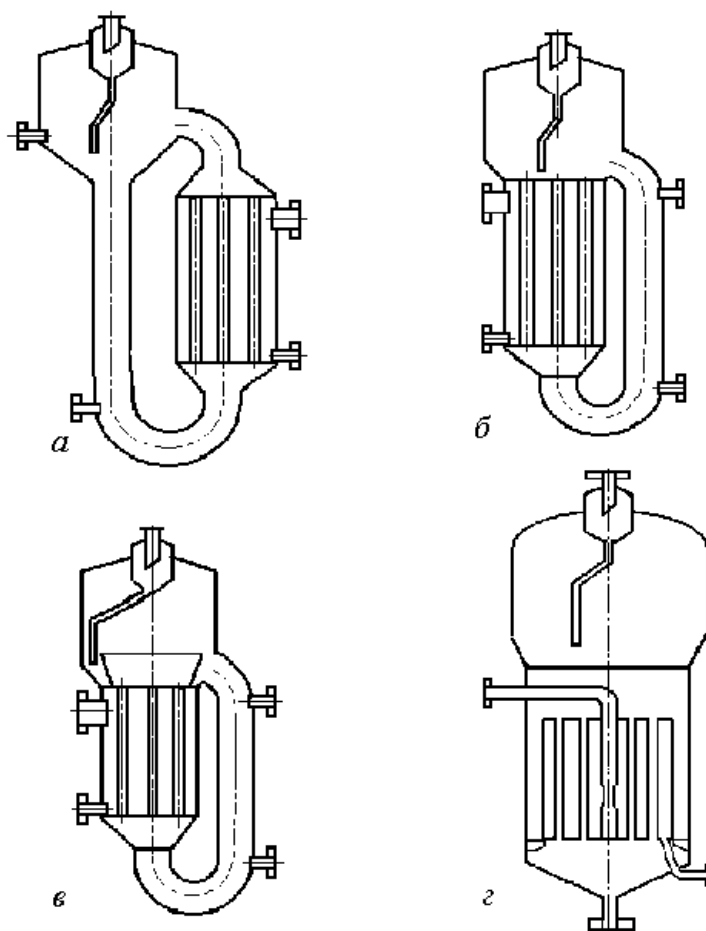
- а) с встроенной греющей камерой и центральной циркуляционной трубой;
- б) с вынесенной греющей камерой;
- в) с вынесенной циркуляционной трубой;
- г) с вынесенной зоной кипения;
- д) с подвесной греющей камерой;
- е) пленочные.

**Аппараты с встроенной греющей камерой и центральной циркуляционной трубой** (рис. 4.2) являются одной из старейших конструкций выпарных аппаратов с греющей камерой из труб. Площадь циркуляционной трубы должна быть не менее 15–20 % от площади кипятильных труб. Скорость циркуляции – не менее 0,4–0,5 м/с. Высота заполнения труб составляет 40–70 % от их высоты. Диаметр применяе-

мых труб – 25×2; 38×2; 57×3 мм. Общая площадь трубного пучка – до 350 м<sup>2</sup>. Высота труб – до 3,5 м.

Днище аппарата может быть сферическим или коническим. Конические днища применяются в случае упаривания кристаллизующихся растворов с целью удаления кристаллов. Основной недостаток таких выпарных аппаратов – неплотная упаковка труб.

**Аппараты с вынесенной греющей камерой** (рис. 4.7, *а*) имеют более благоприятные условия для циркуляции раствора, дают возможность для присоединения к паровому пространству нескольких греющих камер.



*Рис. 4.7. Схемы выпарных аппаратов:*

*а – с вынесенной греющей камерой; б – с вынесенной циркуляционной трубой;  
в – с вынесенной зоной кипения; г – с подвесной греющей камерой*

Такие аппараты удобны для отсоединения греющей камеры для ремонта. В них возможно упаривание пенящихся и кристаллизующихся растворов. Основной недостаток – достаточно большие габариты.

**Аппараты с вынесенной циркуляционной трубой** (рис. 4.7, б), наряду с достоинствами предыдущего типа аппаратов, имеют меньшие габариты и дают возможность увеличения скорости циркуляции.

**Аппараты с вынесенной зоной кипения** (рис. 4.7, в) по конструкции похожи на аппараты с вынесенной циркуляционной трубой. Используются для упаривания сильно пенящихся и кристаллизующихся растворов с целью уменьшения инкрустации внутренней поверхности кипяtilьных труб за счет увеличения скорости парожидкостной эмульсии в дополнительно установленном конусе. Возможно улучшение разделения пара и жидкости.

**Аппараты с подвесной греющей камерой** (рис. 4.7, г) применяются для упаривания кристаллизующихся, агрессивных, умеренно вязких растворов. Циркуляция осуществляется через сечение между корпусом и греющей камерой. Достоинства – в легкости отсоединения греющей камеры и в отсутствии температурных напряжений. Недостаток – сложность конструкции.

**Аппараты с принудительной циркуляцией** (рис. 4.8, а) позволяют резко увеличить коэффициент теплопередачи, а значит, уменьшить поверхность теплообмена. Применяются для упаривания высоковязких растворов. Увеличение коэффициента теплопередачи дает возможность уменьшить полезную разность температур и тем самым увеличить число корпусов в установке.

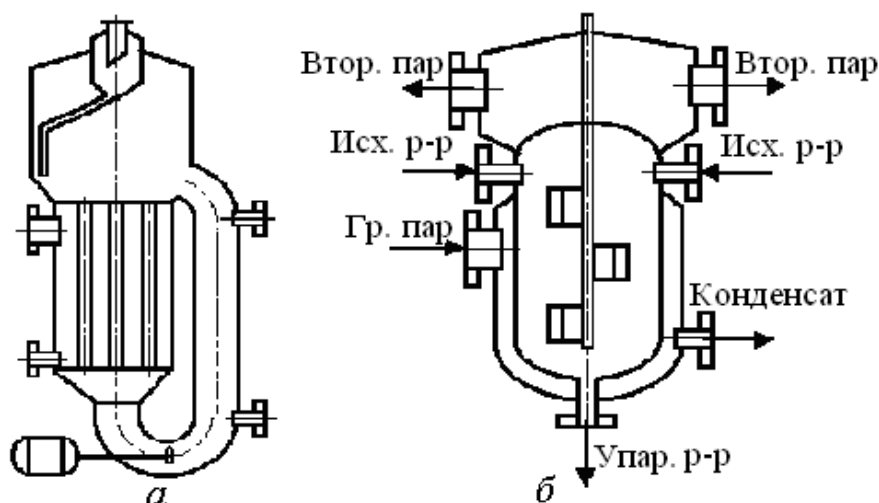


Рис. 4.8. Схемы выпарных аппаратов:  
а – с принудительной циркуляцией; б – роторно-пленочный

**Роторно-пленочный аппарат** (рис. 4.8, б) применяется для выпаривания температурно нестойких, вязких и пастообразных растворов.

Различают роторные аппараты типа РП с подвижными лопатками и поверхностью теплообмена от 0,8 до 20 м<sup>2</sup> и типа ИРС – с неподвижными лопатками, ступенчатым корпусом и с поверхностью теплообмена от 0,8 до 24 м<sup>2</sup>. Достоинство – высокая удельная производительность аппарата. Недостатки – сложность изготовления и высокая стоимость эксплуатации.

**Аппараты пленочного типа** применяются для упаривания термически нестойких веществ. Возможны два их вида: с восходящей и нисходящей пленкой (рис. 4.9). Первые – для маловязких растворов, вторые – для высоковязких. Имеют достаточно длинные трубы (6–9 м), которые заполняются на 20–25 %. Скорость движения пленки – до 20 м/с.

Основные недостатки – возможность температурных деформаций длинных труб с их изгибом или с нарушением плотности развальцовки; большая высота аппарата и трудность очистки труб от накипи.

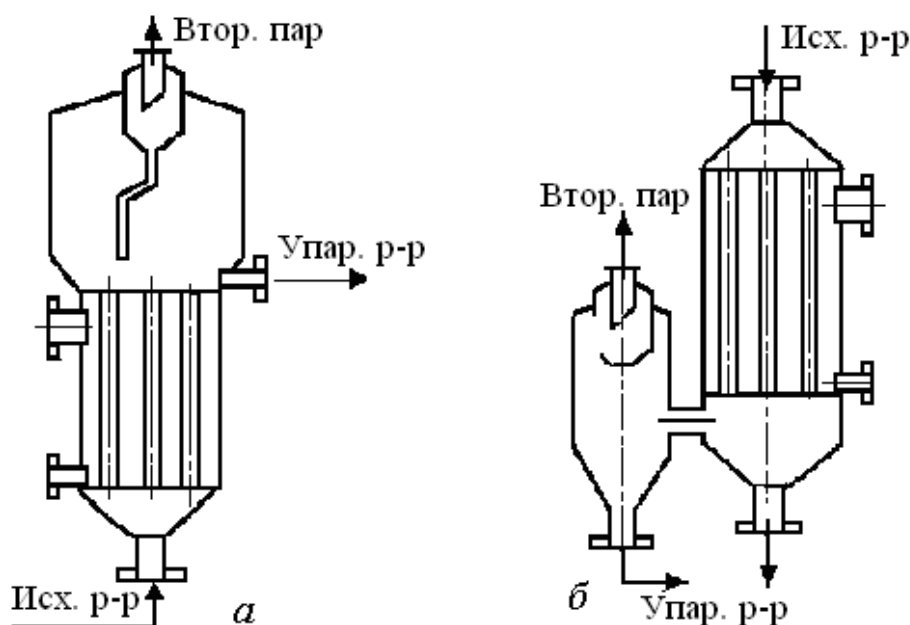
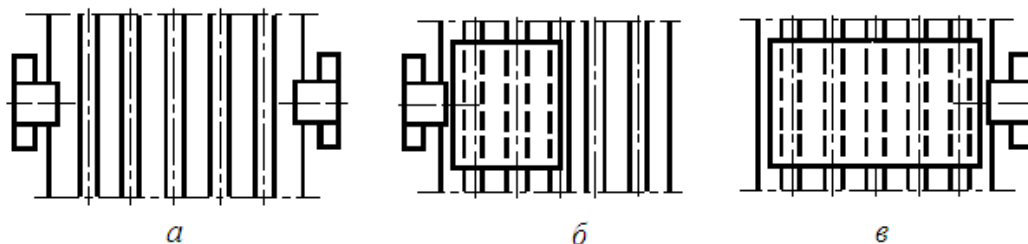


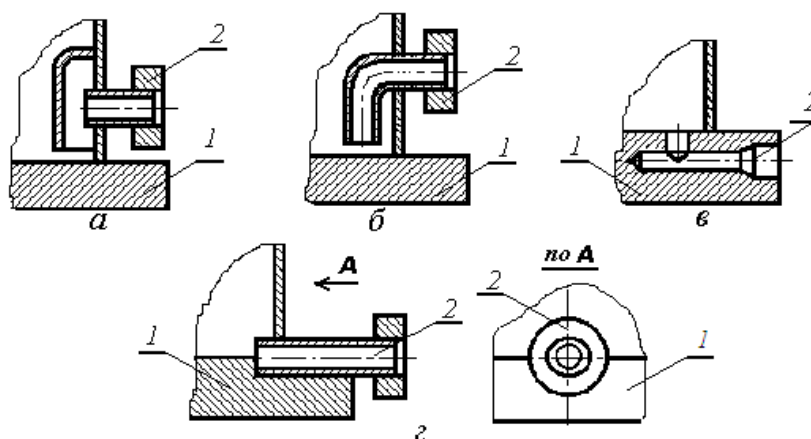
Рис. 4.9. Схемы пленочных выпарных аппаратов:  
а – с восходящей пленкой; б – с нисходящей пленкой

**Подвод пара.** При высокой скорости пара возможна эрозия труб каплями жидкости, приносимыми с влажным паром. Поэтому необходима защита труб от эрозионного воздействия. Это достигается либо уменьшением скорости пара за счет увеличения площади сечения вводных патрубков (рис. 4.10, а), либо защитой труб (рис. 4.10, б и 4.10, в).



*Рис. 4.10. Схемы защиты греющих труб при подводе пара:  
а – ввод пара через несколько штуцеров; б – экран из полуобечайки;  
в – экран из обечайки*

**Отвод конденсата.** Условие хорошей работы греющей камеры – наиболее полное и непрерывное удаление конденсата, потому что накопление конденсата в межтрубном пространстве ведет к уменьшению поверхности теплообмена и снижению эффективности выпаривания. Некоторые способы отвода конденсата представлены на рис. 4.11.



*Рис. 4.11. Схемы некоторых способов отвода конденсата:  
1 – трубная решетка; 2 – штуцер отвода конденсата*

Конденсатоотводчики следует устанавливать как можно ниже аппаратов, особенно при работе под вакуумом. Предпочтительнее использовать конденсационные горшки с открытым поплавком.

В греющую камеру всегда попадают неконденсирующиеся газы (воздух, диоксид углерода, аммиак и т. д.), которые снижают эффективность теплопередачи. Для их удаления производят продувку греющей камеры путем периодического ее соединения с атмосферой или вакуумной линией. Продувочный штуцер устанавливается или вверху греющей камеры, или внизу – выше штуцера отвода конденсата, в зависимости от плотности газа.

**Сепараторы для брызг и капель раствора** могут устанавливаться как внутри, так и вне аппарата. Основные требования к сепараторам:

- хорошее отделение брызг и капель;
- малое гидравлическое сопротивление;
- незасоряемость и незабиваемость;
- непрерывное удаление отделенной жидкости;
- малые габариты (при внутренней установке);
- простота конструкции и дешевизна.

Все ныне существующие сепараторы можно разбить на три группы: инерционные, центробежные, поверхностные (элиминаторы).

Принцип действия сепараторов инерционного типа – внезапное изменение скорости струи пара, как по величине, так и по направлению. В силу инерции капли движутся по первоначальной траектории, ударяются о стенку и стекают по ней. Затем жидкость выводится за пределы сепаратора. Скорость пара должна меняться не менее чем в 10 раз. Отношение диаметра аппарата к диаметру выходного патрубка должно быть равно  $\frac{D}{d} \geq 3,5 - 4$ . Конструкции сепараторов инерционного типа представлены на рис. 4.12.

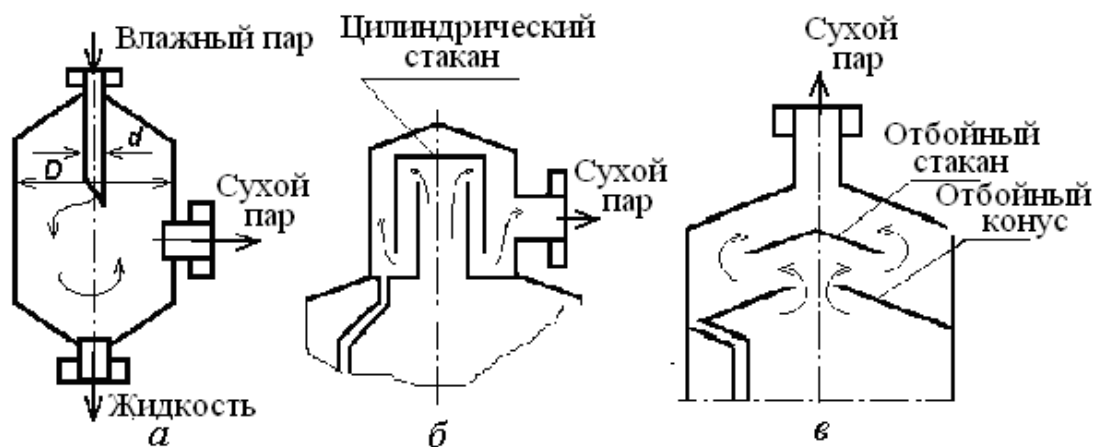


Рис. 4.12. Сепараторы инерционного типа

Центробежные сепараторы (рис. 4.13) представляют собой аппараты циклонного типа, но, в отличие от собственно циклонов (рис. 4.13, а), устанавливаются как вертикально, так и горизонтально.

Как и инерционный, центробежный сепаратор работает хорошо при скоростях пара порядка 8–25 м/с, и поэтому вносит в систему значительное сопротивление. Считается хорошим соотношение

$$\frac{w}{w_0} = 10 - 20; \quad w_0^3 \rho_{\text{п}} = 1,0 - 1,3,$$

где  $w$  – входная скорость;  
 $w_0$  – аксиальная скорость;  
 $\rho_{\text{п}}$  – плотность пара.

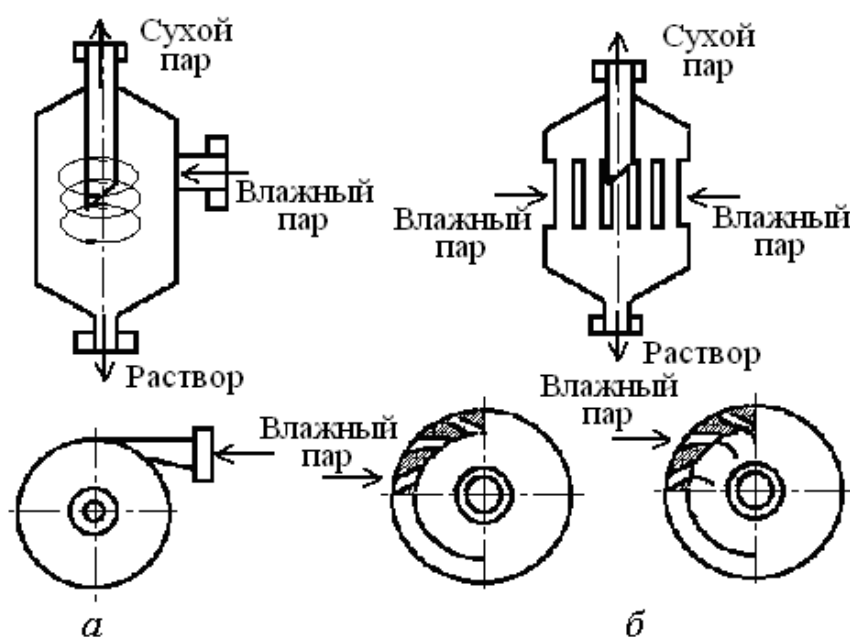


Рис. 4.13. Схемы сепараторов центробежного типа

При больших скоростях возможен срыв пленки со стенки аппарата. Критическая скорость (м/с) определяется соотношением

$$w_{\text{кр}} = 740 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_{\text{п}}}},$$

где  $\sigma$  – поверхностное натяжение жидкости.

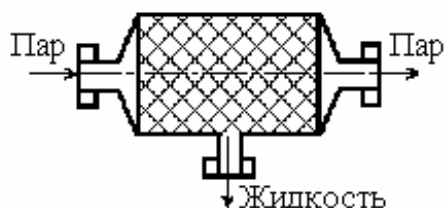


Рис. 4.14. Схема поверхностного сепаратора

Поверхностные сепараторы, конструкция одного из которых показана на рис. 4.14, предназначены для работы на малых скоростях пара и вносят в систему малое сопротивление (порядка десятков паскаль). Угол между векторами скоростей пара и жидкости в месте разделения фаз должен быть не менее  $\pm 90^\circ$ .

Удаление жидкости из всех сепараторов производится через гидравлический затвор.

#### 4.5. Конструктивный расчет выпарного аппарата

Задача конструктивного расчета:

- определение числа труб и способа их размещения;
- определение диаметра кожуха греющей камеры;
- определение размеров парового пространства;
- выбор и обоснование конструкции сепаратора;
- определение размеров патрубков и расчет гидравлических сопротивлений.

Поверхность теплообмена определяется из уравнения теплопередачи. Для непрерывно действующих аппаратов

$$F = \frac{q}{K\Delta t_{\Pi}};$$

для периодических аппаратов

$$F = \frac{Q}{K\tau\Delta t_{\Pi}},$$

- где  $F$  – поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ ;  
 $q$  – тепловой поток, Вт;  
 $K$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  
 $\Delta t_{\Pi}$  – полезная разность температур, К;  
 $Q$  – количество передаваемого тепла, Дж;  
 $\tau$  – время выпаривания, с.

Число труб определяется уравнением

$$n = \frac{F}{\pi d_p L},$$

- где  $d_p$  – расчетный диаметр трубы (внутренний, наружный или средний, в зависимости от соотношения коэффициентов теплоотдачи), м;  
 $L$  – длина трубы, м.

Длина и размеры труб выбираются по нормам, в зависимости от диаметра кожуха. Диаметр кожуха зависит от числа труб, шага между их центрами и способа размещения.

За исключением аппаратов с центральной циркуляционной трубой расчет размеров греющей камеры не отличается от расчета размеров кожухотрубчатых теплообменников.

Для аппаратов с центральной циркуляционной трубой должно выполняться соотношение (рис. 4.15)



$$\beta = \frac{D_k}{d_{\text{ц}}} = 1,3 - 1,5 ,$$

где  $D_k$  – внутренний диаметр кожуха;

$d_{\text{ц}}$  – наружный диаметр циркуляционной трубы.

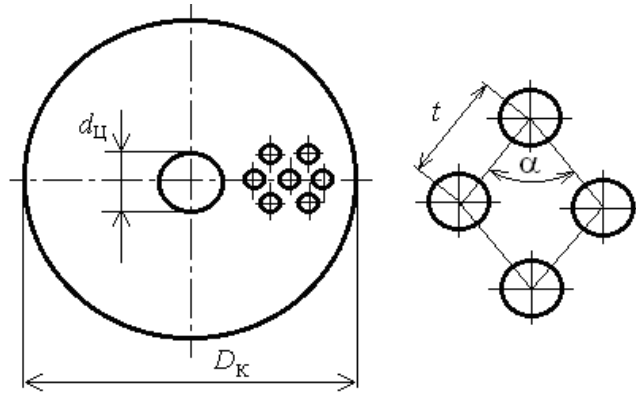


Рис. 4.15. Схема расположения труб в аппарате с центральной циркуляционной трубой

Площадь, необходимая для размещения одной греющей трубы,

$$f_{\text{гр}} = t^2 \sin \alpha .$$

Полная площадь для размещения всех греющих труб

$$f_{\text{п}} = \frac{f_{\text{гр}} n}{\psi} = \frac{t^2 n \sin \alpha}{\psi} ,$$

где  $\psi$  – коэффициент плотности размещения труб (принимается от 0,7 до 0,9 в зависимости от диаметра трубы).

Площадь кожуха

$$f_k = f_{\text{п}} + f_{\text{ц}}; \quad f_{\text{ц}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{ц}} + 2t^2 ;$$

$$f_k = \frac{\pi D_k^2}{4} = \frac{t^2 n \sin \alpha}{\psi} + \frac{\pi}{4} d_{\text{ц}} + 2t^2 ;$$

$$D_k = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{t^2 n \sin \alpha}{\psi} + d_{\text{ц}} + 2t^2} .$$

**Определение размеров парового пространства.** Размеры парового пространства существенны для получения сухого пара. На влажность

удаляемого вторичного пара влияют величина поверхности зеркала испарения, высота парового пространства, его объем и физико-химические свойства упаренного раствора (вязкость, плотность, поверхностное натяжение). Для чистой воды необходимое напряжение парового пространства, т.е. съем объема в м<sup>3</sup>/ч пара с 1 м<sup>3</sup> пространства ( $\delta_0$ ), зависит от давления вторичного пара и с его ростом уменьшается соответственно табл. 4.1.

Таблица 4.1

*Напряжение парового пространства*

Абсолютное давление, кПа	$\delta_0$ , ч <sup>-1</sup>
10–15	18000–20000
100	4900
1000	400

Для растворов надежных данных нет, но приближенно можно считать, что

$$\delta = 0,7 - 0,9 \delta_0.$$

Нормальное напряжение зеркала испарения, т.е. съем объема в м<sup>3</sup>/ч пара с 1 м<sup>2</sup> зеркала испарения, равно

$$R = 1500 - 3000 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Во избежание чрезмерного уноса брызг и капель скорость вторичного пара вдоль оси аппарата не должна превышать практически установленного значения

$$w_0 \leq 3 \sqrt{\frac{4,26}{\rho_{\Pi}}}.$$

Для атмосферного давления можно принять  $w_0 \approx 2$  м/с,  
для абсолютного давления 10 кПа –  $w_0 \approx 4$  м/с.

Объем парового пространства равен

$$V_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{\Pi} \delta},$$

где  $G_{\Pi}$  – расход вторичного пара, кг/ч.

Площадь сечения парового пространства

$$F_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{\Pi} R} \leq \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4}, \text{ или } F_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{3600 \rho_{\Pi} w_0} \leq \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4}.$$

Выбирается больший диаметр парового пространства, полученный по этим зависимостям.

Высота парового пространства

$$H_{\text{п}} = \frac{4V_{\text{п}}}{\pi D_{\text{п}}^2} \geq 0,8 - 1,0 \text{ м.}$$

Для пенящихся растворов принимают  $H_{\text{п}} \geq 1,5 \text{ м}$ ;

Для сильно пенящихся растворов  $H_{\text{п}} \geq 2,5 - 3,0 \text{ м}$ .

Для удобства эксплуатации паровое пространство оборудуют обычно такими средствами, как перфорированная трубка для сбивания пены струей воды или струей слабого раствора, люк или лаз, смотровые стекла, предохранительный клапан, манометр или мановакууметр. Кроме того, ставят штуцера для продувки воздуха (при пуске) и для слива жидкости (при остановке).

#### 4.6. Гидравлический расчет выпарного аппарата

В выпарных аппаратах с естественной циркуляцией раствора определяется скорость циркуляции упариваемого раствора. В аппаратах с принудительной циркуляцией по заданной скорости циркуляции подбираются насос и его привод.

При упаривании кристаллизующихся растворов для предотвращения отложения кристаллов на поверхностях нагрева рекомендуется скорость циркуляции в кипяtilьных трубах держать не менее 2–3 м/с.

Под скоростью циркуляции раствора ( $w_0$ ) для трубчатых греющих камер с паровым обогревом принимают скорость на входе в греющие трубки. Кратностью циркуляции ( $k_c$ ) называют отношение количества раствора, циркулирующего в выпарном аппарате, к количеству выпаренного в нем растворителя ( $W$ ):

$$k_c = \frac{G}{W},$$

где  $W$  – расход вторичного пара, кг/с;

$G$  – количество раствора, циркулируемого в аппарате, кг/с,

$$G = \frac{\pi d_1^2}{4} n w_0 \rho_p,$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр кипяtilьных труб;

$n$  – число кипяtilьных труб;

$w_0$  – скорость циркуляции;

$\rho_p$  – плотность некипящего раствора.

В выпарных аппаратах с естественной циркуляцией  $k_c = 20\text{--}30$ . Для прямоточных выпарных аппаратов с однократной циркуляцией расчет гидравлических сопротивлений не отличается от такового для теплообменников-испарителей вертикального исполнения.

Циркуляционный контур выпарного аппарата с естественной циркуляцией представлен на рис. 4.16.

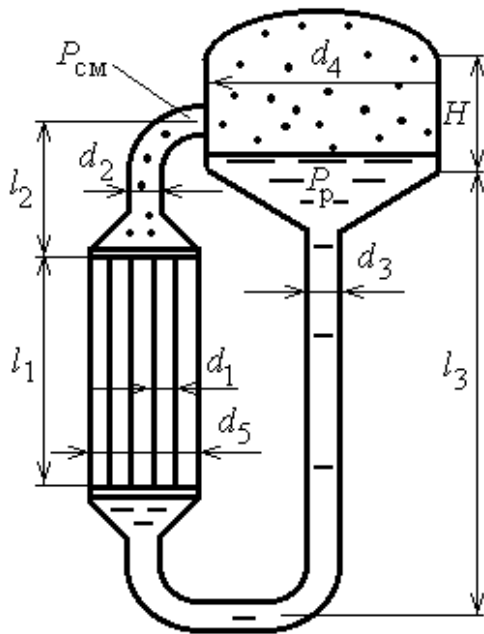


Рис. 4.16. Схема циркуляционного контура в выпарном аппарате

Для расчета вводятся следующие допущения:

1. Скорость пара относительно раствора равна нулю.

2. Коэффициент теплопередачи и температурный напор по высоте труб постоянны.

Движущим напором циркуляционного контура будет

$$P_{\text{дв}} = l_1 g (\rho_p - \rho_{\text{см}}), \quad (4.21)$$

где  $\rho_{\text{см}}$  – плотность парожидкостной смеси в подъемных трубах.

При установившемся режиме циркуляции этот напор уравновешивается суммой гидравлических сопротивлений в опускном и подъемном участках контура

$$P_{\text{дв}} = \sum \Delta P_{\text{иоп}} + \sum \Delta P_{\text{жпод}}. \quad (4.22)$$

Скорость циркуляции можно определить при совместном решении уравнений (4.21) и (4.22) при условии, что движущий напор и потери напора выражены функциями скорости циркуляции.

Для бесконечно малого элемента трубки  $dl_1$  можно записать, что

$$dP_{\text{дв}} = g dl_1 (\rho_p - \rho_{\text{см}}),$$

а для всей трубы –

$$P_{\text{дв}} = \int_0^{l_1} g (\rho_p - \rho_{\text{см}}) dl_1 = g \rho_p l_1 - g \int_0^{l_1} \rho_{\text{см}} dl_1. \quad (4.23)$$

При расчете циркуляционного контура удобно использовать приведенную скорость пара на выходе из кипятильных труб

$$w_{\text{пр}} = \frac{W_1}{\rho_{\text{п}} f_{\text{гр}}} = \frac{4W_1}{\rho_{\text{п}} \pi d_1^2} = \frac{4l_1 K \Delta t_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} \pi d_1 r};$$

$$W_1 = \frac{\pi d_1 l_1 K \Delta t_{\text{п}}}{r},$$

где  $W_1$  – паропроизводительность кипятильной трубки, кг/с;

$\rho_{\text{п}}$  – плотность вторичного пара, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  – теплота парообразования, Дж/кг.

Для определения плотности парожидкостной смеси запишем материальный баланс одной кипятильной трубки:

$$G_1 = G_2 + W_1,$$

где  $G_1$  – количество поступающего в трубку раствора, кг/с;

$G_2$  – количество раствора, вытекающего из трубки, кг/с.

Количество поступающего в трубку раствора

$$G_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \rho_{\text{р}} w_0.$$

Объем смеси, вытекающей из трубки,

$$V_{\text{см}} = V_{\text{р}} + V_{\text{п}} = \frac{G_2}{\rho_{\text{р}}} + \frac{W_1}{\rho_{\text{п}}}.$$

Так как  $G_2 = G_1 + W_1$  и  $\rho_{\text{р}} \gg \rho_{\text{п}}$ , то

$$V_{\text{см}} = \pi d_1 \left( \frac{d_1 w_0}{4} + \frac{l_1 K \Delta t_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} r} \right).$$

Плотность парожидкостной смеси на выходе

$$\rho_{\text{см}} = \rho_{\text{р}} \frac{d_1 w_0}{d_1 w_0 + \frac{4l_1 K \Delta t_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} r}}.$$

Подставляя это выражение в (4.23) и интегрируя, получим

$$P_{\text{дв}} = \rho_{\text{р}} g l_1 - \rho_{\text{р}} g \frac{w_0 \rho_{\text{п}} r d_1}{4 K \Delta t_{\text{п}}} \ln \left( 1 + \frac{4 K \Delta t_{\text{п}} l_1}{w_0 \rho_{\text{п}} r d_1} \right) = \rho_{\text{р}} g l_1 \left[ 1 - \frac{w_0}{w_{\text{пр}}} \ln \left( 1 + \frac{w_{\text{пр}}}{w_0} \right) \right].$$

Для учета скольжения пара относительно раствора и факта начала кипения раствора несколько выше нижнего среза трубок вводится поправочный коэффициент  $\phi = 0,4-0,6$ .

Тогда

$$P_{\text{дв}} = \phi \rho_p g l_1 \left[ 1 - \frac{w_0}{w_{\text{пр}}} \ln \left( 1 + \frac{w_{\text{пр}}}{w_0} \right) \right].$$

Далее необходимо определить все гидравлические сопротивления циркуляционного контура.

Потери напора на трение определяются по уравнению Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2}.$$

Для кипяtilьных труб на участке  $l_1$

$$w_{\text{см}} = f(l_1); \quad \rho_{\text{см}} = f(l_1),$$

тогда

$$\Delta P_{\text{тр1}} = \int_0^{l_1} \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot \frac{\rho_{\text{см}} w_{\text{см}}^2}{2} dl_1.$$

Из уравнения неразрывности

$$w_{\text{см}} = \frac{\rho_p}{\rho_{\text{см}}} w_0.$$

После интегрирования получим

$$\Delta P_{\text{тр1}} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{\rho_p w_0^2}{2} \left( 1 + \frac{4Kl_1 \Delta t_{\text{п}}}{d_1 w_0 \rho_{\text{п}} r} \right).$$

Потери напора на трение на участке  $l_2$ :

$$\Delta P_{\text{тр2}} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{\rho_{\text{см}} w_{\text{см}}^2}{2};$$

$$w_{\text{см}} = \frac{\rho_p}{\rho_{\text{см}}} w_0 n \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 = w_0 n \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2;$$

$$\Delta P_{\text{тр2}} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{\rho_p w_0^2 n^2}{2} \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4.$$

Потери напора на трение в циркуляционной трубе

$$\Delta P_{\text{тр3}} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{\rho_p w_3^2}{2}; \quad w_3 = n w_0 \left( \frac{d_1}{d_3} \right)^2;$$

$$\Delta P_{\text{тр3}} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{\rho_p n^2 w_0^2}{2} \left( \frac{d_1}{d_3} \right)^4.$$

На практике принято пользоваться приведенным коэффициентом трения  $\lambda_0 = \frac{\lambda}{d}$  (табл. 4.2).

Таблица 4.2

*Приведенный коэффициент трения*

$d_{\text{вн}}, \text{ мм}$	23	32	40	50	64	76	90	100
$\lambda_0$	1,23	0,82	0,64	0,47	0,35	0,28	0,22	0,19

Потеря напора в кипяtilьных трубах от ускорения смеси за счет увеличения ее объема определяется так. Элементарная сила, вызывающая ускорение элемента массы  $dm$ ,

$$dR = dm \frac{dw_{\text{см}}}{d\tau}; \quad dm = \frac{\pi d_1^2}{4} \rho_{\text{см}} dl_1.$$

Потеря напора  $dP_{\text{уск}}$  на длине  $dl_1$  равна силе  $dR$ , отнесенной к сечению трубы:

$$dP_{\text{уск}} = \frac{4dR}{\pi d_1^2} = \frac{4dm \cdot dw_{\text{см}}}{\pi d_1^2 \cdot d\tau} = \rho_{\text{см}} \frac{dl_1}{d\tau} dw_{\text{см}},$$

где  $w_{\text{см}} = \frac{dl_1}{d\tau}$ , поэтому  $dP_{\text{уск}} = \rho_{\text{см}} w_{\text{см}} dw_{\text{см}}$ .

После интегрирования

$$\Delta P_{\text{уск}} = \int_{w_0}^{w_{\text{см}}} \rho_{\text{см}} w_{\text{см}} dw_{\text{см}}; \quad w_{\text{см}} = w_0 \frac{\rho_p}{\rho_{\text{см}}};$$

$$\Delta P_{\text{уск}} = \rho_p w_0 \int_{w_0}^{w_{\text{см}}} dw_{\text{см}} = \rho_p w_0 (w_{\text{см}} - w_0); \quad w_{\text{см}} = w_0 + \frac{4l_1 K \Delta t_{\text{п}}}{d_1 \rho_{\text{п}} r},$$

и тогда

$$\Delta P_{\text{уск}} = \frac{4l_1 K \Delta t_{\text{п}} \rho_{\text{р}} w_0}{d_1 \rho_{\text{п}} r}.$$

Потери напора на местные сопротивления определяются по общей формуле

$$\Delta P_{\text{мс}} = \xi \frac{\rho w^2}{2},$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления.

Вход в кипяtilьные трубы  $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ ;

$$\Delta P_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{\rho_{\text{р}} w_0^2}{2}.$$

Выход из кипяtilьных труб

$$\xi_{\text{вых}} = \left(1 - \frac{f_{\text{тр}}}{f}\right)^2 = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2;$$

$$\Delta P_{\text{вых1}} = \xi_{\text{вых}} \frac{\rho_{\text{см}} w_{\text{см}}^2}{2} = \frac{\rho_{\text{р}} w_0^2}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \left(1 + \frac{4l_1 K \Delta t_{\text{п}}}{w_0 d_1 r \rho_{\text{п}}}\right).$$

Выход парожидкостной смеси в сепаратор  $\xi_{\text{вых}} = 1$  и

$$\Delta P_{\text{вых2}} = \frac{\rho_{\text{см}} w_{\text{см}}^2}{2} = \frac{\rho_{\text{р}} w_0^2 n^2}{2} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 \left(1 + \frac{4l_1 K \Delta t_{\text{п}}}{w_0 d_1 r \rho_{\text{п}}}\right).$$

Сужающийся конус (конфузор)  $\xi_{\text{к}} = k_{\text{к}} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2,$

где  $k_{\text{к}}$  – коэффициент смягчения, зависящий от угла конусности  $\alpha$  (табл. 4.3);

$\varepsilon$  – коэффициент сжатия струи, зависящий от степени сжатия потока  $n$  (табл. 4.4);

$n$  – отношение сечений узкой и широкой части конфузора.

Таблица 4.3

*Коэффициент смягчения струи*

$\alpha, ^\circ$	10	20	40	60	80	100	140
$k_{\text{к}}$	0,40	0,25	0,20	0,20	0,30	0,40	0,60



Таблица 4.4

*Коэффициент сжатия струи*

$n$	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\varepsilon$	0,611	0,612	0,616	0,633	0,662	0,687	0,722	0,781	1,0

Тогда

$$\Delta P_K = \xi_K \frac{\rho_p w_3^2}{2} = k_K \left( \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \frac{n^2 d_4^4}{d_3^4} \cdot \frac{\rho_p w_0^2}{2}.$$

Расширяющийся конус (диффузор). Коэффициент местных сопротивлений определяется по табл. 4.5.

Таблица 4.5

*Коэффициенты местных сопротивлений диффузора*

Угол, °	10	15	20	30
$\xi_d$	0,16	0,27	0,43	0,81

Потери напора в этом случае определяются формулой

$$\Delta P_d = \xi_d \frac{\rho_p (w_3 - w_5)^2}{2} = \xi_d n^2 d_1^4 \left( \frac{1}{d_3^2} - \frac{1}{d_5^2} \right)^2 \cdot \frac{\rho_p w_0^2}{2}.$$

Коэффициент местных сопротивлений при повороте трубы

$$\xi_{пов} = \frac{\alpha}{90} \left[ 0,131 + 0,16 \left( \frac{d_3}{R} \right)^{3,5} \right],$$

где  $R$  – радиус закругления;

$\alpha$  – угол поворота, °.

Потери напора при плавном повороте циркуляционной трубы

$$\Delta P_{пов1} = \xi_{пов} \frac{\rho_p w_3^2}{2} = \xi_{пов} n^2 \left( \frac{d_1}{d_3} \right)^4 \cdot \frac{\rho_p w_0^2}{2}.$$

Потери напора при повороте паросодержащего участка

$$\Delta P_{пов2} = \xi_{пов} n^2 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4 \left( 1 + \frac{4l_1 K \Delta t_{п}}{w_0 d_1 r \rho_{п}} \right) \cdot \frac{\rho_p w_0^2}{2}.$$

Суммарные потери напора

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{тр1}} + \Delta P_{\text{тр2}} + \Delta P_{\text{тр3}} + \Delta P_{\text{уск}} + \Delta P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{вых1}} + \Delta P_{\text{вых2}} + \\ + \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{д}} + \Delta P_{\text{пов1}} + \Delta P_{\text{пов2}}.$$

Получено нелинейное уравнение  $y = P_{\text{дв}} - \sum \Delta P = 0$ , решение которого дает значение скорости циркуляции.

Для аппаратов с принудительной циркуляцией определяется объемная производительность насоса

$$V = w_0 F = w_0 n \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

Затем мощность, потребляемая насосом,

$$N = \frac{V \sum \Delta P}{\eta},$$

где  $\eta$  – КПД насоса, равный 0,7–0,8.

#### 4.7. Расчет конденсаторов смешения

В химических производствах обычно не требуется получать чистый конденсат водяного пара для его последующего использования. Поэтому широко распространены конденсаторы смешения, более простые по устройству и более дешевые, чем кожухотрубчатые теплообменники. Конденсаторы смешения бывают мокрые и сухие. В первых смесь охлаждающей воды и конденсата отсасывается мокровоздушным насосом; во вторых воздух отсасывается отдельным вакуум-насосом. Наиболее распространены сухие конденсаторы смешения. Различают конденсаторы противоточные и прямоточные (рис. 4.17).

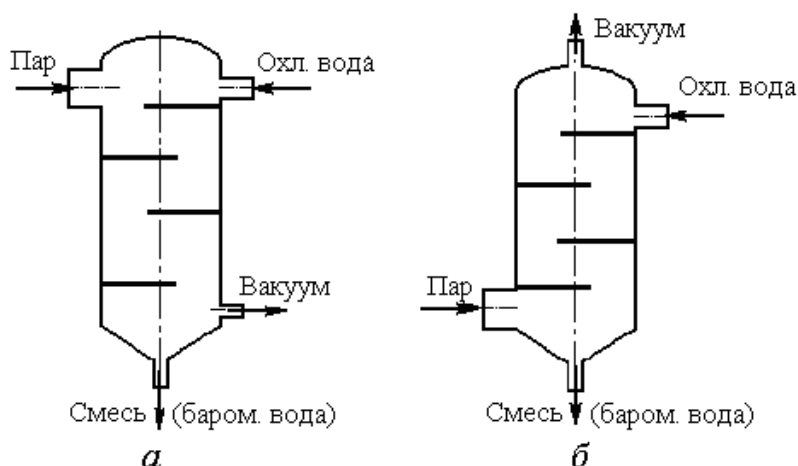


Рис. 4.17. Схемы конденсаторов смешения:  
а – прямоточного; б – противоточного

Противоточные конденсаторы смешения более распространены, т.к. вода на выходе из конденсатора имеет более высокую температуру, меньше объем отсасываемой парогазовой смеси из-за низкой ее температуры, близкой к температуре охлаждающей воды.

Тепловой расчет конденсатора смешения состоит в определении необходимого числа тарелок для конденсации пара и в получении барометрической воды требуемой температуры.

Рассмотрим струю круглого сечения. Составим тепловой баланс струи

$$\alpha (t'' - t) dF = S w_{cp} dt,$$

где  $F$  – площадь поверхности соприкосновения воды и пара;

$S$  – поперечное сечение струи;

$t''$  – температура насыщения пара;

$t$  – температура жидкости.

Разделим переменные и проинтегрируем:

$$\frac{\alpha}{w_{cp}} \cdot \frac{dF}{S} = \frac{dt}{t'' - t};$$

$$\frac{\alpha}{w_{cp}} \int_F \frac{dF}{S} = \ln \frac{t'' - t_1}{t'' - t_2},$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – начальная и конечная температуры жидкости.

Обозначим  $\beta = \frac{\alpha}{w_{cp}}$  – коэффициент массообмена (м/с). Величина  $\frac{\beta}{w}$

– определяющий критерий подобия при теплообмене смешением.

Для круглой струи

$$\frac{dF}{S} = \frac{4\pi d_c dH}{\pi d_c^2} = \frac{4dH}{d_c},$$

где  $d_c$  – диаметр струи;

$H$  – высота струи.

Тогда

$$\ln \frac{t'' - t_1}{t'' - t_2} = f\left(\frac{\beta}{w}; \frac{dH}{d_c}\right).$$

Произведем эквивалентную замену  $\beta = \frac{g d_c}{w}$  (м/с).

Тогда

$$\ln \frac{t'' - t_1}{t'' - t_2} = f \left( \frac{g d_c}{w^2}; \frac{dH}{d_c} \right) = \varphi \left( Fr; \frac{H}{d_c} \right).$$

При истечении плоской струи, заменяя  $d_c$  на эквивалентный диаметр  $d_3$ , получим

$$\ln \frac{t'' - t_1}{t'' - t_2} = 0,029 \left( \frac{g d_3}{w_0^2} \right)^{0,2} \left( \frac{H}{d_3} \right)^{0,7}, \quad (4.24)$$

где  $w_0$  – начальная скорость истечения струи;

$$d_3 = \frac{2b\delta}{b + \delta};$$

$b$  – ширина струи;

$\delta$  – толщина струи.

Исходные данные к расчету:

$D$  – расход пара;

$p_k$  – абсолютное давление в конденсаторе;

$t_n$  – начальная температура охлаждающей воды.

По величине давления в конденсаторе определяются:

$i''$  – энтальпия пара, Дж/кг;

$v''$  – его удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;

$t''$  – температура насыщения пара.

Из практических данных принимают конечную температуру барометрической воды на 3 К ниже температуры пара, т. е.

$$t_6 = t_k = t'' - 3.$$

Расход охлаждающей воды на 1 кг пара определится из теплового баланса

$$i'' + m c t_1 = (1 + m) c t_2,$$

откуда

$$m = \frac{i'' - c t_2}{c t_2 - c t_1}.$$

Расход охлаждающей воды

$$W = m D.$$

Диаметр конденсатора

$$d_k = \sqrt{\frac{4 D v''}{\pi w}},$$

где  $w$  – скорость пара (10–20 м/с, в среднем – 15 м/с);

$$l = \frac{d_k}{2} + 0,05 \text{ м.}$$

По таблицам элементов круга можно найти ширину тарелки  $b$ .

**Тепловой расчет конденсатора смешения.** Принимается предварительное число тарелок и расстояния между ними, увеличивающиеся по ходу жидкости (рис. 4.18). Расчет начинается с первой (верхней) тарелки. Скорость стекания воды с тарелки

$$w_0 = \frac{V_1}{bh},$$

где  $V_1$  – расход воды,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$h$  – высота слоя воды на тарелке.

По формуле водослива

$$V_1 = \frac{2}{3} \eta b \sqrt{2gh^3},$$

где  $\eta$  – коэффициент расхода ( $\sim 0,63$ ).  
Средняя скорость стекания воды с первой тарелки

$$w_{\text{ср}} = \frac{w_0 + \sqrt{w_0^2 + 2gH}}{2}.$$

Толщина слоя жидкости

$$\delta = \frac{V_1}{bw_{\text{ср}}}.$$

Тогда по уравнению (4.24) можно найти температуру воды, попадающую на вторую тарелку  $t_2$ . Количество тепла, воспринимаемое жидкостью,

$$Q = c\rho V_1(t_2 - t_1).$$

Количество сконденсировавшегося пара

$$W_1 = \frac{Q}{i'' - ct_2}.$$

Количество воды, стекающей со второй тарелки,

$$V_2 = V_1 + \frac{W_1}{\rho}$$

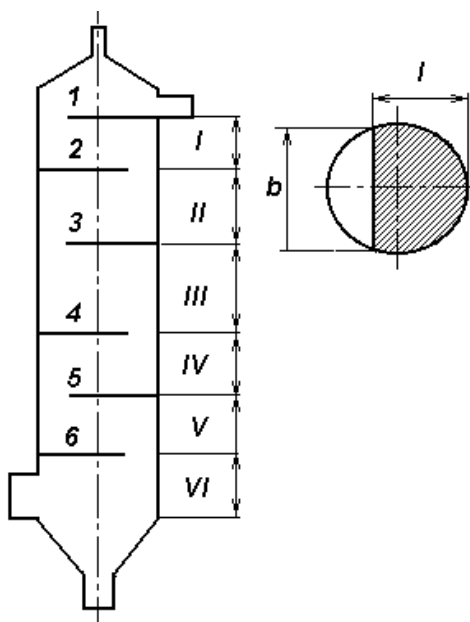


Рис. 4.18. Схема для расчета конденсатора смешения

Аналогичным образом проводится расчет для всех последующих тарелок. При одинаковом расстоянии между тарелками можно опреде-

лить приближенно число ступеней

$$N = \frac{\ln \frac{t'' - t_H}{t'' - t_K}}{\ln \frac{t'' - t_1}{t'' - t_2}},$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – температура воды на входе и выходе какой-либо ступени (лучше всего – первой).

#### 4.8. Расчет барометрической трубы

Диаметр барометрической трубы

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4(D + W)}{\pi \rho w}},$$

где  $w$  – скорость воды в барометрической трубе (0,5 – 0,6 м/с).  
Высота столба воды, соответствующая давлению в трубе,

$$H_1 = 10,33 \frac{p_a - p_K}{p_a}, \text{ м.}$$

Принимается  $H'_{\text{тр}} = H_1 + 1, \text{ м.}$

Определяется коэффициент трения  $\lambda$  и потери напора в барометрической трубе

$$\Delta H = \left( 2,5 + \lambda \frac{H'_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} \right) \frac{\rho w^2}{2}.$$

Общая высота барометрической трубы с запасом 1 м

$$H_{\text{тр}} = H_1 + \Delta H + 1, \text{ м.}$$

**Подбор вакуум-насоса.** Количество воздуха, отсасываемого из конденсатора, определяется по эмпирической формуле

$$G = 0,001 \cdot [0,025 \cdot (D + W) + 10D], \text{ кг/с.}$$

Температура отсасываемого воздуха

$$t_B = 4 + t_H + 0,1 t_K - t_H.$$

Определяется парциальное давление пара при температуре воздуха  $p_{\Pi}$  и парциальное давление воздуха  $p_{\text{в}}$

$$p_{\text{в}} = p_{\text{к}} - p_{\Pi}.$$

Объем отсасываемого воздуха

$$V_{\text{в}} = \frac{286,7G(273 + t_{\text{в}})}{p_{\text{в}}}.$$

Мощность, потребляемая насосом,

$$N = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{p_{\text{в}} V_{\text{в}}}{\eta_{\text{м}}} \cdot \left[ \left( \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right],$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – механический КПД ( $\sim 0,75$ );

$m$  – показатель политропы (для воздуха  $m=1,25$ );

$p_{\text{а}}$  – давление паров воды при атмосферном давлении.

#### 4.9. Механический расчет выпарного аппарата

Выбор материала для изготовления выпарного аппарата определяется его коррозионной стойкостью к выпариваемому раствору.

Рекомендуемые диаметры трубок из углеродистой стали (сталь 10, сталь 20, сталь 10Г2): 16×1,6; 20×2; 25×2; 25×2,5; 38×2; 38×3; 57×3. Из высоколегированной стали (0Х21Н5Т, 1Х21Н5Т, 0Х18Н10Т, Х18Н10Т, Х17Н13М2Т): 20×2; 25×2; 25×3; 38×2; 56×3,5.

Расчет на прочность греющей камеры аналогичен расчету кожухотрубчатых теплообменников. Остальные элементы выпарного аппарата рассчитываются как обечайки различной формы, работающие под внутренним или наружным давлением (под вакуумом).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поникаров И.И. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: учебник / И.И. Поникаров, М.Г. Гайнуллин. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Альфа-М, 2006. – 606 с.
2. Поникаров И.И. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки: учеб. пособие / И.И. Поникаров, С.И. Поникаров, С.В. Рачковский. – М: Альфа-М, 2008. – 720 с.
3. Лацинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов. – Л.: Альянс, 2008. – 384 с.
4. Машины и аппараты химических производств / под ред. И. И. Чернобыльского. – М.: Машиностроение, 1975. – 454 с.
5. Лацинский А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: справочник / А.А. Лацинский, А.Р. Толчинский. – М.: Альянс, 2008. – 752 с.
6. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи / под ред. В. Н. Соколова. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.
7. Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию. – М.: Альянс, 2007. – 495 с.
8. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – М.: Альянс, 2007. – 576 с.
9. Вихман Г.Л. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов: учебник/ Г.Л. Вихман, С.А. Круглов – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.



Учебное издание

СЕМАКИНА Ольга Константиновна

**МАШИНЫ И АППАРАТЫ ХИМИЧЕСКИХ,  
НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ  
И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ**

Учебное пособие

Научный редактор  
*доктор технических наук,  
профессор В.В. Коробочкин*

Корректурa  
Компьютерная верстка  
Дизайн обложки

Подписано к печати 00.00.2016. Формат 60х84/16. Бумага «Снегурочка».

Печать XEROX. Усл. печ. л. Уч.-изд. л. .

Заказ 000-16. Тираж экз.




Национальный исследовательский Томский политехнический университет

Система менеджмента качества

Издательства Томского политехнического университета  
сертифицирована в соответствии с требованиями ISO 9001:2008



**ИЗДАТЕЛЬСТВО**  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30  
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, [www.tpu.ru](http://www.tpu.ru)