

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В. Г. Шухова

**В. В. Губарева, А. В. Губарев**

**ТЕПЛОМАСООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ПРЕДПРИЯТИЙ**

**Учебное пособие**



**2016**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В. Г. Шухова

**В. В. Губарева, А. В. Губарев**

**ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ПРЕДПРИЯТИЙ**

**Учебное пособие**

*Утверждено ученым советом университета  
в качестве учебного пособия  
для студентов направления бакалавриата  
13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника  
профиля подготовки " Энергообеспечение предприятий "*

2016

УДК 666.1.032 (075)  
ББК 31.368  
Г93

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова *Л.Х. Загороднюк*  
Кандидат технических наук, эксперт-энергоаудитор ООО «Энергоэффективность и энергосбережение» *О.А. Рязанцев*

**Губарева В. В., Губарев А.В.**

Г93 Тепломассообменное оборудование предприятий учеб. пособие  
/В. В. Губарева, А. В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2016. – 201 с.

В учебном данном учебном пособии представлены теоретические сведения по всем разделам курса "Тепломассообменное оборудование предприятий", приведены конструкции и общие методики расчета тепломассообменного оборудования предприятий.

Учебное пособие предназначено для освоения учебной программы по дисциплине "Тепломассообменное оборудование предприятий" для студентов направления 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника профиля "Энергообеспечение предприятий"

Данное издание публикуется в авторской редакции.

УДК 621.1 (07)  
ББК 31.368

© Белгородский государственный  
технологический университет  
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Экономии энергетических ресурсов является важнейшей народнохозяйственной задачей, так как ведет к снижению энергоемкости национального продукта, а, следовательно, его стоимости.

К мероприятиям по повышению эффективности использования энергии у потребителей можно отнести переход на более современные и менее энергоемкие технологии производства.

В настоящее время в промышленности разрабатываются и внедряются новые энерго- и материалосберегающие технологии, а также технологии малоотходных производств.

Во всех технологиях, как правило, процессы тепло- и массообмена протекают одновременно, поэтому используется тепломассообменное оборудование.

**Целью дисциплины** «Тепломассообменное оборудование предприятий» является *изучение* студентами тепломассообменного оборудования предприятий, принципов действия и режимных параметров работы тепломассообменных оборудования для последующего

**Задачи изучения дисциплины:** научить будущих бакалавров использовать в производстве прогрессивные принципы организации тепломассообменных процессов теплотехнологии, рациональному выбору конструкций теплотехнических установок, обеспечивающих оптимальное использование топлива и других энергоресурсов.

## 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Процесс производства какой-либо продукции состоит из отдельных процессов, выполняемых для данного производства в строго определенной последовательности.

*Основным технологическим процессом* является такой, в результате которого предметы труда превращаются в готовую продукцию, характерную для данного предприятия. **Вспомогательным – технологическим процессом** является такой, в результате которого получается продукция, не характерная для данного предприятия.

Классификацию основных процессов проводят по различным признакам.

1) *в зависимости от закономерностей, характеризующих протекание и законов, определяющих скорость процессов*, они делятся на пять групп: гидромеханические, тепловые процессы, массообменные (диффузионные) процессы, химические процессы, механические процессы.

В соответствии с указанным делением процессов целесообразно классифицировать аппараты промышленных технологий следующим образом:

- гидромеханические, теплообменные, массообменные, аппараты для осуществления собственно химических превращений – реакторы, измельчающие и классифицирующие машины.

В технологии, как правило, процессы тепло- и массообмена протекают одновременно. Типичными примерами таких процессов являются сушка, ректификация, сорбция.

Все тепломассообменные процессы и установки делят на высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные и криогенные.

К высокотемпературным относят огнетехнические процессы и установки. Наиболее распространенные высокотемпературные установки – это промышленные печи. Им соответствует рабочий диапазон температур 400...2000°C.

Рабочий диапазон среднетемпературных процессов и установок (сушка, выпаривание, ректификация), находится, как правило, в пределах 150...700°C.

Низкотемпературные процессы проходят при температурах от –150 до +150°C. К установкам, в которых осуществляются низкотемпературные процессы относятся: установки термовлажностной обработки, кондиционеры, вентиляционные, теплонасосные и холодильные установки.

Процессы с более низкими температурами называются криогенными (разделение воздуха, ожижение газов).

2) *по организационно-технической структуре* процессы делятся на: периодические, непрерывные и комбинированные.

В периодическом процессе отдельные стадии (или операции) проводятся в одном аппарате, но в разное время.

В непрерывном процессе отдельные стадии осуществляются одновременно, но в разных местах аппарата или даже в разных аппаратах и машинах.

В комбинированных процессах – в них сочетаются периодические и непрерывные. Например, процесс непрерывный, а одна стадия проводится периодически или наоборот.

*Непрерывные процессы имеют значительные преимущества перед периодическими:*

- возможность специализации аппаратуры для каждой стадии процесса;
- улучшение качества продукции за счет устойчивых режимов проведения процессов;
- стабилизация процесса во времени;
- возможность регулирования, механизации и автоматизации процесса;
- более полное использование подводимого тепла;
- возможность утилизации отводимого тепла.

Поэтому в промышленности всегда стараются перейти от периодических процессов к непрерывным.

3) *зависимости от изменения параметров процесса во времени* бывают стационарные (установившиеся) и нестационарные (неустановившиеся) процессы.

В стационарных процессах значения каждого из параметров, характеризующих процесс, постоянны во времени, а в нестационарных – переменны, т.е. являются функциями не только положения каждой точки в пространстве, но и функциями времени.

При практических расчетах тепломассообменного оборудования можно выделить следующие основные этапы:

- определение условий равновесного состояния системы;
- определение производительности массовых потоков перерабатываемых материалов;
- определение энергетических затрат;
- установление оптимальных режимов работы аппаратов и определение их основных размеров;
- технико-экономический расчет.

Рассмотрим основные этапы расчета подробнее:

1. Исходя из законов гидродинамики или термодинамики выявляют условия равновесия и определяют направление процесса. По данным о равновесии устанавливают начальные и конечные значения параметров процессов;

2. На основании закона сохранения материи составляют материальный баланс: (в общем виде для любой установки рассчитывают расход сырья  $\Sigma G_n$ , выход готовой продукции  $\Sigma G_k$  и потери  $\Sigma G_{\text{пот}}$ ):

$$\Sigma G_{\text{н}} = \Sigma G_{\text{к}} + \Sigma G_{\text{пот.}}, \quad (1.1)$$

принимая  $\Sigma G_{\text{пот}} = 5\%$

3. Энергетический (тепловой) баланс составляют на основе закона сохранения энергии:

$$Q_{\text{и.м}} + Q_{\text{ист}} + Q_{\text{экз}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{пот}}, \quad (1.2)$$

где  $Q_{\text{и.м}}$  – теплота исходных материалов;  $Q_{\text{ист}}$  – теплота, поступающая от источника тепла;  $Q_{\text{экз}}$  – теплота экзотермических реакций;  $Q_{\text{м}}$  – теплота, уходящая из установки с готовым материалом;  $Q_{\text{пот}}$  – потери теплоты.

4. По величинам, характеризующим рабочие и равновесные параметры, определяют движущую силу процесса. На основании законов кинетики (гидромеханических, тепловых, диффузионных, химических процессов) находят коэффициент скорости процесса. По полученным данным определяют основной размер аппарата (емкость, площадь сечения, поверхность нагрева).

5. Расчет технико-экономических показателей.

### **Вопросы для самопроверки**

1. По каким признакам классифицируют основные технологические процессы?
2. Классификация тепломассообменных процессов и установок по рабочему диапазону температур.
3. Как классифицируют основные технологические процессы по организационно-технической структуре?
4. Назовите преимущества непрерывных процессов перед периодическими.
5. В чем отличие высокотемпературных и среднетемпературных процессов с одинаковыми рабочими диапазонами температур?
6. Как классифицируют основные технологические процессы в зависимости от изменения параметров процесса во времени?
7. Назовите основные этапы при расчете тепломассообменного оборудования.
8. Из каких составляющих состоит материальный баланс?
9. Какие статьи входят в тепловой баланс?
10. Как определяют основной размер аппарата?
11. После какого этапа расчета можно выбрать оптимальную конструкцию аппарата?

## 2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

В масштабе страны на долю теплоты приходится примерно 70...80% всей расходуемой энергии. Разнообразные процессы, связанные с потреблением теплоты без ее превращения в другие виды энергии, можно по назначению расходуемой теплоты отнести к двум основным категориям:

1) потребление теплоты для коммунально-бытовых нужд, т. е. для обеспечения комфортных условий труда и быта в жилых, общественных и производственных помещениях;

2) потребление теплоты для технологических нужд, т. е. для обеспечения выпуска промышленной или сельскохозяйственной продукции заданного качества.

Первая категория в масштабе народного хозяйства является преобладающей. По литературным данным, на долю коммунально-бытовых нужд приходится около 70%, а на долю технологических нужд – только 30% всего теплового потребления страны.

Первая категория в масштабе народного хозяйства является преобладающей.

Теплообменный (или теплоиспользующий) аппарат является одним из наиболее распространенных и важных элементом энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок. Любые преобразования энергии из одного вида в другой, а также передача энергии от одного аппарата либо машины к другому сопровождаются переходом некоторой части всех других видов энергии в тепловую. Поэтому практически во всех машинах и аппаратах теплообмен имеет важное значение.

На теплоиспользующие аппараты приходится значительная доля капиталовложений в энергетические, коммунально-бытовые и технологические установки. При строительстве тепловых электростанций (если учесть, что паровые котлы также являются теплообменниками) капиталовложения в теплообменные аппараты составляют до 70% капиталовложений на оборудование станций. На современных нефтеперерабатывающих заводах капиталовложения в теплообменные аппараты достигают 40...50%.

На теплоиспользующие аппараты приходится также значительная доля эксплуатационных расходов энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок.). Амортизационные отчисления, расходы на уход, осмотр и ремонт теплоиспользующих аппаратов и установок часто выше, чем для оборудования других категорий.

Для осуществления различных технологических процессов применяются теплообменные процессы: нагрев, охлаждение, конденсация, испарение и т. д.

*Теплообменным называется процесс переноса энергии в форме тепла, происходящий между телами, имеющими различную температуру. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур более*



нагретого и менее нагретого тел, при наличии которой тепло самопроизвольно, в соответствии со вторым законом термодинамики, переходит от более нагретого к менее нагретому телу.

Теплообменные 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*.

Для осуществления различных теплообменных процессов применяются теплообменные аппараты (теплообменники).

В теплообменных аппаратах теплопередача от одной среды к другой через разделяющую их стенку обусловлена рядом факторов и является сложным процессом, который принято разделять на три элементарных вида теплообмена: теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение. На практике эти явления не обособлены, находятся в каком-то сочетании и протекают одновременно. Для теплообменников наибольшее значение имеет конвективный теплообмен или теплоотдача, которая осуществляется при совокупном и одновременном действии теплопроводности и конвекции.

*Теплообменные аппараты различают* по назначению, по способу передачи теплоты, фазовому состоянию теплоносителей, конструктивным и другим признакам.

В зависимости от назначения теплообменные аппараты называют подогревателями, испарителями, конденсаторами, пароперегревателями, холодильниками и так далее.

Наиболее распространена классификация теплообменников по способу передачи теплоты от одного теплоносителя другому, согласно которой они подразделяются на поверхностные и смесительные (контактные) аппараты.

В поверхностных теплообменниках теплота от среды с более высокой температурой передается твердой стенке (или насадке), а от нее – более холодной среде.

В смесительных (контактных) теплообменниках теплообмен осуществляется при непосредственном соприкосновении теплоносителей и, как правило, сопровождается переносом массы. Смесительные теплообменники по конструкции проще поверхностных: тепло в них используется полнее. Но они пригодны лишь в тех случаях, когда по технологическим условиям производства допустимо смешение рабочих сред.

Поверхность твердой стенки или граница раздела контактирующих сред, через которую осуществляется теплообмен, называется поверхностью теплообмена или поверхностью нагрева.

*Поверхностные теплообменные аппараты делят* на рекуперативные и регенеративные.

В рекуперативных теплообменниках передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через разделяющую их стенку.

В регенеративных теплообменниках греющий и нагреваемый теплоносители поочередно омывают одну и ту же сторону поверхности нагрева (насадки). Во время соприкосновения с греющим теплоносителем стенка (насадка) нагревается, т.е. аккумулирует теплоту, а во время соприкосновения с нагреваемым теплоносителем – отдает ему теплоту и охлаждается.

Поверхностные теплообменники могут работать в периодическом и непрерывном режимах.

Если участвующие в теплообмене горячая и холодная среды перемещаются вдоль поверхности нагрева в одном и том же направлении, теплообменный аппарат называют прямоточным, при встречном движении теплоносителей – противоточным, при перекрестном – перекрестноточным. Перечисленные схемы движения теплоносителей называются *простыми*. В том случае, когда направление движения хотя бы одного из теплоносителей по отношению к другому меняется, говорят о сложной схеме движения теплоносителей.

Путь, пройденный теплоносителем в аппарате без изменения направления движения, называют ходом. Аппараты, в которых какой-либо из потоков меняет направление 1, 2, 3 раза, называют соответственно одно-, двух-, трехходовыми аппаратами по данному теплоносителю.

Если теплообмен в аппарате происходит между двумя потоками, то такой аппарат называют двухпоточным, при трех потоках – трехпоточным.

**Выбор теплоносителей** для осуществления теплообмена в аппаратах *определяется рядом условий*: назначением и характером теплового процесса, конструкцией теплообменного аппарата, теплофизическими, химическими и эксплуатационными свойствами теплоносителей, экономическими соображениями и так далее.

По агрегатному состоянию теплоносители делятся на твердые, жидкие и газообразные. По диапазону рабочих температур выделяют высоко-, средне-, низкотемпературные теплоносители и теплоносители, применяемые при очень низких (криогенных) температурах.

Твердые теплоносители в виде шариков диаметром 8...12 мм, или более мелких зернистых фракций из стали, чугуна, кремнезема, каолина, шамота, окислов алюминия, магния, циркония применяются в высокотемпературных установках нефтеперерабатывающей, металлургической и других отраслей промышленности для нагрева газов, перегрева водяного пара и паров органических жидкостей до температур 1000...2000°С. Т.е. твердые теплоносители относятся к высокотемпературным теплоносителям.

Жидкие теплоносители очень разнообразны. К ним относятся обычная и тяжелая вода, минеральные масла, органические жидкости, кремнийорганические соединения (силиконы), расплавы металлов, солей и других веществ. Это средне- и высокотемпературные теплоносители. Капельные жидкости относят к высокотемпературным теплоносителям, если их температура

кипения при атмосферном давлении превышает 200 °С (минеральные масла, кремнийорганические соединения, расплавы металлов).

К низкотемпературным теплоносителям относят такие жидкости, температура кипения которых при атмосферном давлении обычно не превышает 0 °С. Их называют хладоносителями и хладагентами (водные растворы солей щелочных металлов, аммиак, углеводороды).

Таблица 2.1

### Условия применения теплоносителей

Теплоноситель	Температура, °С	Абсолютное давление, МПа
Плазма низкотемпературная	до 3500	до 0,1
Твердые теплоносители	до 1500	до 0,1
Дымовые газы	450...1000	до 0,1
Сплав смеси солей	150...530	до 0,1
Кремнийорганические соединения (силиконы)	до 320	до 0,1
Водяной пар	0...650	0,1...30
Вода	0...374	0,1...22,5
Минеральные масла	0...215	до 0,1
Воздух газообразный	– 70...+100	0,1...1
Хладон 12, 22, аммиак	– 70...0	до 1,5
Антифризы	– 65...+40	0,1...0,2
Этиленгликоль	– 65...+100	0,1...0,2
Сжиженные газы: этан, этилен	– 170...– 150	до 4,0
метан	– 180...– 160	до 4,0
азот, воздух, кислород	до – 210	до 20,0
водород	до – 257	до 1,0
гелий	до – 272	до 0,1

К газообразным теплоносителям относятся воздух, дымовые газы, азот, углекислый газ, двуокись серы, водород, гелий, пары воды и других веществ. К высокотемпературным теплоносителям можно отнести дымовые или топочные газы с температурой 400...1500 °С.

При температуре, превышающей 2000 °С, применяются ионизированные газы. Это так называемая низкотемпературная плазма.

Вещества, температура кипения которых ниже минус 150°С, называют криогенными теплоносителями (жидкие азот, кислород, водород, гелий).

*Свойства теплоносителей* многообразны и имеют большое значение при проектировании оборудования и организации теплотехнического процесса. Поэтому при выборе теплоносителей следует учитывать наиболее важные из них, теплофизических свойств.

К теплофизическим свойствам теплоносителей относятся: плотность, теплоемкость, теплопроводность, теплота парообразования, температура кипения, температура плавления.

Теплоносители, обладающие большой плотностью  $\rho$ , как правило, дают возможность переносить теплоту в больших количествах при малых собственных температурных перепадах. Для них не требуются большие проходные сечения в аппаратах и трубопроводах, невелики емкости для их хранения. С этой точки зрения газы наименее пригодны как теплоносители.

Теплоносители с большой теплоемкостью  $c$  аккумулируют большое количество теплоты в малом количестве массы, чем достигаются снижение расхода теплоносителя, экономия энергии на его транспортировку, уменьшение затрат на трубопроводы и емкости. Вода, обладающая большой теплоемкостью, выгодно отличается в этом отношении от других жидкостей, металлов и газов.

Коэффициент теплопроводности теплоносителей существенно влияет на коэффициент теплоотдачи в теплообменном аппарате. Чем выше  $\lambda$  теплоносителя, тем больше коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  на стороне этого теплоносителя. Поэтому жидкие металлы, обладающие очень высокой теплопроводностью, превосходят по теплоотдаче жидкости и газы.

Теплота парообразования (испарения)  $r$  имеет важное значение при теплообмене с фазовыми превращениями – кипением или конденсацией; ее величина определяет расход теплоносителя. Кроме того, постоянство температуры при фазовом превращении способствует стабильности процесса в аппарате.

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 возрастает не резко. Малые давления паров в аппарате позволяют иметь тонкостенные аппараты и трубопроводы, что облегчает и удешевляет теплообменник, упрощает поддержание герметичности.

Температура плавления теплоносителя должна быть низкой, чтобы в условиях окружающей среды теплоноситель не затвердевал и при остановке теплообменника оставался в жидком состоянии. Если же температура плавления выше 20 °С (парафин), то возможно застывание его до твердого состояния при остановке всей технологической системы. Эксплуатация таких систем возможна лишь при сооружении специальных обогревающих устройств для аппаратов, трубопроводов и коммуникаций.

Кроме вышеперечисленных свойств, вещества, применяемые как теплоносители, должны быть химически стойкими в широком интервале температур, не должны разлагаться, вступать в химическое взаимодействие с конструкционными материалами, не должны изменять свои свойства в контакте с воздухом и водяным паром, не должны образовывать взрыво- и пожароопасную смесь при контакте с другими веществами. В случае химической нестой-

кости теплоносителя снижается интенсивность теплообмена, и повышается гидравлическое сопротивление аппарата, т.к. на стенках откладываются продукты распада.

## **2.1. Рекуперативные теплообменные аппараты**

Конструкции и условия эксплуатации теплообменников весьма разнообразны и определяются областью их применения и назначением.

Наиболее широкое распространение в промышленности получили поверхностные рекуперативные теплообменники, конструкции которых весьма разнообразны.

Рекуперативные теплообменники имеют конструктивные особенности в зависимости от назначения, от направления движения рабочих сред, от компоновки теплообменной поверхности, градиента температур теплоносителей, материала из которого изготовлен аппарат, от конфигурации теплообменной поверхности. Требования к промышленным теплообменным аппаратам в зависимости от конкретных условий применения весьма разнообразны. Основными требованиями являются: обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении; компактность и наименьший расход материала; надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью поверхности теплообмена для ее механической очистки от загрязнений; унификация узлов и деталей; технологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур, давлений и т.д. Кроме того, при выборе конструкции теплообменного аппарата исходят из того, что она должна быть достаточно простой, удобной при монтаже и ремонте.

Первые технические теплообменники представляли собой варочные котлы с огневым или дымовым подогревом. Потом появились рубашечные (цилиндр в цилиндре) и змеевиковые, которые применяются и в настоящее время. Но это аппараты периодического действия, с низкой производительностью, в которых сложно регулировать тепловые процессы. Поэтому область их применения ограничена. Значительно чаще используются аппараты непрерывного действия.

На промышленных предприятиях в основном используются рекуперативные поверхностные теплообменники непрерывного действия, которые имеют разнообразную конструкцию и области применения:

- кожухотрубные теплообменники,
- элементные (секционные) теплообменники,
- двухтрубные теплообменники типа «труба в трубе»,
- витые теплообменники,
- оросительные теплообменники,
- ребристые теплообменники,

- спиральные теплообменники,
- пластинчатые теплообменники.

### **Кожухотрубные теплообменники**

Кожухотрубные теплообменники относятся к наиболее распространенным теплообменным аппаратам, что обусловлено, прежде всего, надежностью конструкции, большим набором вариантов исполнения для различных условий эксплуатации, широким диапазоном применения по давлению, температурному режиму, потоковым средам, высокой ремонтопригодностью.

Они предназначены для работы с теплоносителями: газ–газ, жидкость–жидкость, пар–жидкость, газ–жидкость.

Теплообменник кожухотрубный появился, в связи с потребностью тепловых станций в теплообменниках с наиболее большой поверхностью теплообмена, например, таких как подогреватели воды и конденсаторы, которые работают при сравнительно высоком давлении. Также возможно использование кожухотрубных теплообменников в качестве подогревателей, конденсаторов и испарителей. На сегодняшний день их конструкция в результате специально проведенных разработок, с учетом большого опыта в эксплуатации, стала более модернизированной и совершенной.

Для эксплуатации в трудных условиях, кожухотрубные теплообменники зачастую приходилось применять с загрязненными жидкостями, при высоком давлении и температуре, именно поэтому, была необходимость конструировать их так, чтобы в дальнейшем можно было обеспечить простоту ремонта и очистки.

Кожухотрубные теплообменники (рис. 2.1, 2.4) представляют собой аппараты, выполненные из труб, собранных при помощи решеток в пучок и заключенных в кожух, обычно цилиндрической формы.

Трубы в решетках обычно равномерно размещают по периметрам правильных шестиугольников, реже применяют размещение труб по концентрическим окружностям (рис. 2.2). При использовании в межтрубном пространстве сильно загрязненных теплоносителей используется разбивка труб по периметрам прямоугольников или правильных квадратов, т.к. это облегчает очистку межтрубного пространства. Все указанные способы размещения труб преследуют одну цель – обеспечить возможно более компактное размещение необходимой поверхности теплообмена внутри аппарата. Наибольшее распространение получило размещение труб по сторонам правильных шестиугольников, так как при этом способе размещения труб достигается максимальная компактность теплообменника, уменьшается сечение межтрубного пространства теплообменника, что увеличивает скорость движущейся в нем рабочей среды и повышает коэффициент теплопередачи, теплообменник более технологичен в изготовлении и ремонте.

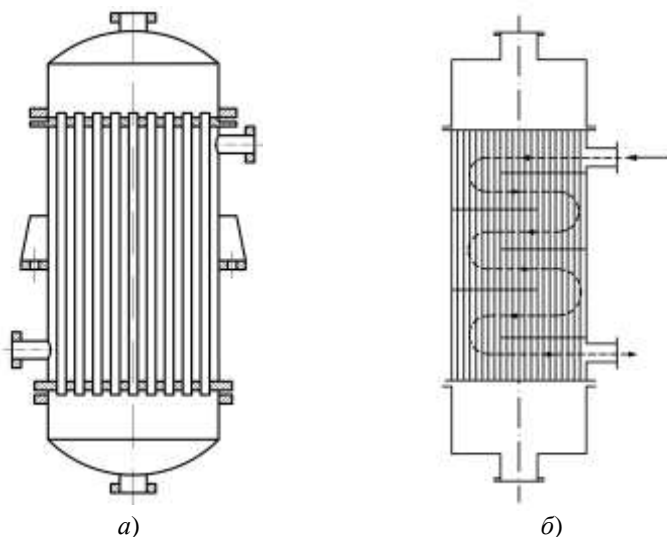


Рис.2.1. Кожухотрубные теплообменники:  
*а* – одноходовой; *б* – шестиходовой по межтрубному пространству

Схема размещения трубок по сторонам правильных шестиугольников даст равносторонний шахматный трубный пучок

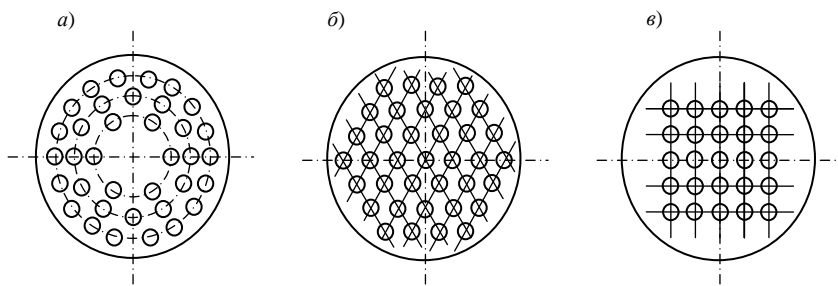


Рис. 2.2. Размещение труб в трубных решетках теплообменника:  
*а* – по концентрическим окружностям; *б* – по периметрам правильных шестиугольников; *в* – по вершинам квадратов

Концы труб крепятся в трубных решетках чаще всего развальцовкой (рис. 2.3, *а*, *б*) причем особенно прочное соединение (необходимое в случае работы аппарата при повышенных давлениях) достигается при устройстве в трубных решетках отверстий с кольцевыми канавками, которые заполняются металлом трубы в процессе ее развальцовки (рисунок 2.3, *б*).

Кроме того, используют закрепление труб сваркой (рис. 2.3, в), если материал трубы не поддается вытяжке и допустимо жесткое соединение труб с трубной решеткой, а также пайкой (рис. 2.3, г), применяемой для соединения главным образом медных и латунных труб. Изредка используют соединение труб с решеткой посредством сальников (рис. 2.3 д), допускающих свободное продольное перемещение труб и возможность их быстрой замены. Такое соединение позволяет значительно уменьшить температурную деформацию труб, но является сложным, дорогим и недостаточно надежным.

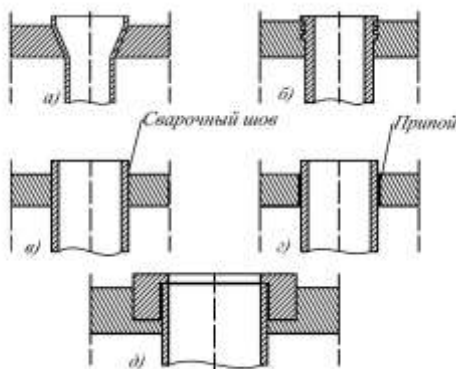


Рис. 2.3. Способы крепления труб в трубных решетках:

а – развальцовкой; б – развальцовкой с канавками; в – сваркой; г – пайкой; д – сальниковыми устройствами.

Так как проходное сечение межтрубного пространства в 2...3 раза больше проходного сечения внутри труб, при равных расходах теплоносителей с одинаковым фазовым состоянием, коэффициент теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невелик, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. Для создания высоких значений коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  в *межтрубном* пространстве устанавливают перегородки (рис. 2.1, б). Устройство перегородок в межтрубном пространстве увеличивает скорость теплоносителя и соответственно эффективность теплообмена.

Для интенсификации теплообмена в *трубном пространстве* организуют прохождение теплоносителя в несколько ходов (рис. 2.4, б, в).

Теплопередающая поверхность кожухотрубных теплообменников составляет от нескольких сотен  $\text{см}^2$  до нескольких тысяч  $\text{м}^2$ .

В кожухотрубных теплообменниках промышленных технологических установок, в конденсаторах паровых турбин, водоподогревателях тепловых электростанций и тепловых сетей обычно применяют трубы внутренним диаметром 12...38 мм, длиной 0,9...6 м, толщиной стенки 0,5...2,5 мм. При увеличении диаметра труб значительно снижается компактность и возрастает металлоемкость аппарата. Если вероятность загрязнения отсутствует, можно



использовать трубы диаметром 4...10 мм. Это повышает интенсивность теплообмена, но повышаются и гидравлические сопротивления. Кроме того, необходима большая точность изготовления, так как при малых проходных сечениях уже небольшие различия в диаметре и расположении труб в пучке вызывают значительную неравномерность расходов теплоносителя по параллельным каналам, и снижают тепловую мощность аппарата.

В парожидкостных теплообменниках пар пропускается в межтрубном пространстве, а жидкость течет в трубах. Разность температур стенок корпуса и труб в этих теплообменниках значительна, поэтому они снабжаются компенсирующими устройствами для предотвращения температурных деформаций. Но компенсаторы можно ставить только при низких давлениях в межтрубном пространстве (до 1 МПа).

Если пар и воздух (для увеличения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  обычно пропускают в межтрубном пространстве, то дымовые газы пропускают по трубам с целью уменьшения засорения аппарата золой и сажей и облегчения его чистки

*В зависимости от величины температурных удлинений трубок и корпуса применяют кожухотрубные теплообменники жесткой, полужесткой и нежесткой конструкций.*

*Аппараты жесткой конструкции* используют при сравнительно небольших разностях температур корпуса и пучка труб; эти теплообменники отличаются простотой устройства (рис. 2.1).

В теплообменнике *полужесткой конструкции* температурные деформации компенсируются осевым сжатием или расширением *линзового компенсатора* (рис. 2.4, а). Такие теплообменники применяют при небольших температурных деформациях (~ 10...15 мм) и невысоких давлениях в межтрубных пространствах.

Если разность температур труб и кожуха достаточно велика (свыше 50°C), то трубы и кожух удлиняются неодинаково, что приводит к значительным напряжениям в трубных решетках, нарушению плотности соединения труб с трубными решетками. Это может привести к смещению теплоносителей или деформации труб. Поэтому при значительной разнице температур труб и кожуха применяют теплообменники *нежесткой конструкции*, в которых возможно перемещение труб по отношению к кожуху аппарата для устранения дополнительных напряжений от температурных удлинений. Нежесткость конструкции обеспечивается сальниковым уплотнением на патрубке или корпусе, пучком U-образных или W-образных труб, подвижной трубной решеткой закрытого или открытого типа. В теплообменнике с U-образными и W-образными трубами (рис. 2.4, б, в) оба конца труб закреплены в одной трубной решетке, что позволяет трубам свободно удлиняться.

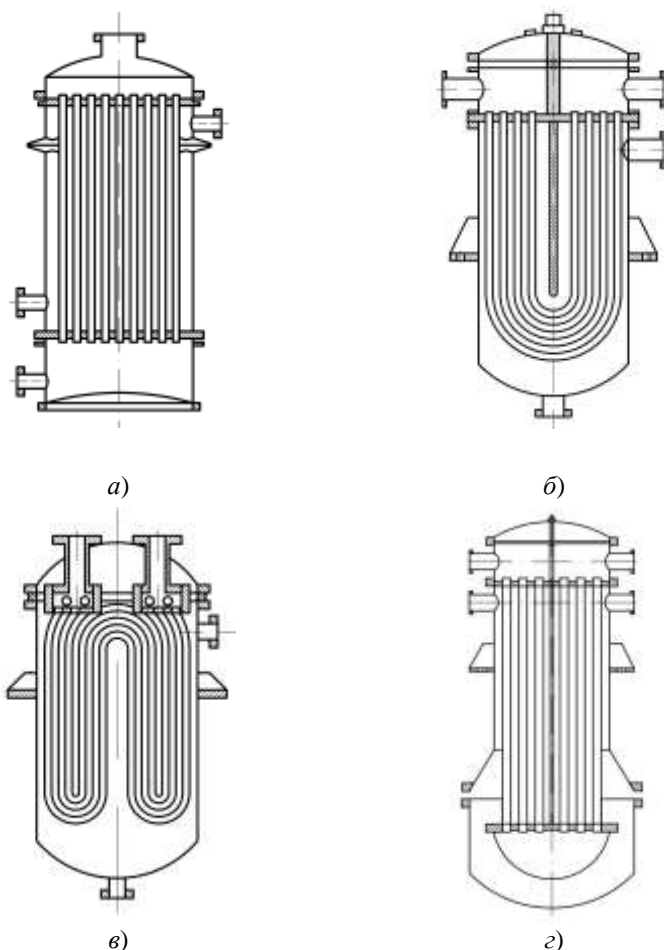


Рис. 2.4. Кожухотрубные теплообменники с компенсацией неодинаковости температурных удлинений труб и кожуха:

*а* – теплообменник с линзовым компенсатором (полужесткая конструкция); *б* – аппарат с U-образными трубами; *в* – аппарат с W-образными трубами; *г* – с плавающей головкой

Теплообменник с плавающей головкой (рис. 2.4, *г*) применяют при значительных относительных перемещениях труб и кожуха, поскольку в нем одна из решеток не соединена с кожухом и может свободно перемещаться вдоль оси при температурных удлинениях.

В кожухотрубном теплообменнике один из теплоносителей протекает по трубам, другой – по межтрубному пространству. Тепло от одного теплоносителя другому передается через поверхность стен труб.

Кожухотрубные теплообменники могут быть вертикальными, горизонтальными и наклонными в соответствии с требованиями технологического процесса или удобства монтажа.

Теплообменники с неподвижными решетками типов ТН, ТК, ХН, ХК, КН, КК, ИН, ИК изготавливаются по ТУ 3612-024-00220302-02 -Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе.

Теплообменники с компенсацией неодинаковости температурного расширения труб и кожуха типов ТП, ХП, КП, ТУ изготавливаются по ТУ 3612-023-00220302-01 - Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с плавающей головкой, кожухотрубчатые с U-образными трубами и трубные пучки к ним.

### **Ламельные теплообменники**

Ламельные теплообменники (рис. 2.5) представляют собой кожух, в который заключен пучок труб, но не круглых, а плоских, образованных парой сваренными пластинами толщиной 1,5...2 мм.

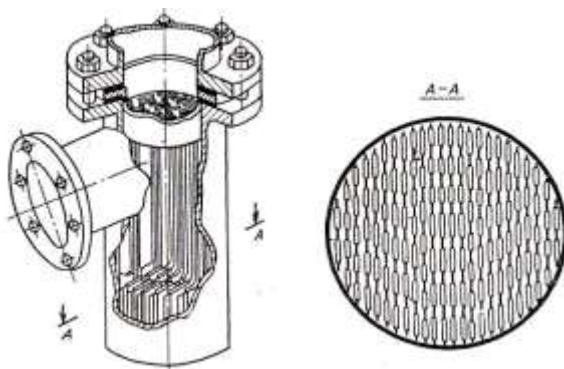


Рис. 2.5. Ламельный теплообменник

Внутренний гидравлический (эквивалентный) диаметр таких труб от 7 до 14 мм, длина от 1 до 4,5 м. При низких давлениях кожух может иметь не цилиндрическую форму и теплообменники можно компоновать в блоки.

Ламельные теплообменники предназначены для работы с теплоносителями жидкость-жидкость, газ-газ, пар-жидкость. Эффективно их применение в области температур выше 150 °С, т.е. в области применения пластинчатых теплообменников.

### **Секционный теплообменник типа «труба в трубе»**

Теплообменники этого типа (рис. 2.6) состоят из ряда последовательно соединенных звеньев. Каждое звено представляет собой две соосные трубы. Для удобства чистки и замены внутренние трубы как правило соединяют

между собой «калачами» или коленами. Один из теплоносителей движется во внутренней трубе, другой – в кольцевом пространстве между внутренней и наружной трубой.

Если одним из теплоносителей является насыщенный пар, то его, как правило, направляют в межтрубное (кольцевое) пространство. Такие теплообменники часто используют как жидкостные или газожидкостные. Подбором диаметров внутренней и наружной труб, можно обеспечить обеим рабочим средам, участвующим в теплообмене, необходимую скорость для достижения высокой интенсивности теплообмена. Эти теплообменники характеризуются меньшим различием скоростей теплоносителей, чем в кожухотрубных аппаратах при равных расходах теплоносителей.

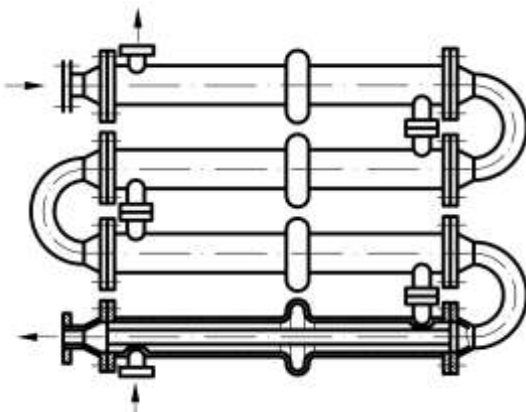


Рис. 2.6. Секционный теплообменник типа «труба в трубе»

Преимущества такого теплообменника: высокий коэффициент теплопередачи, пригодность для нагрева или охлаждения сред при высоком давлении, простота изготовления, монтажа и эксплуатации. Кроме того, в секционных теплообменниках удобно подбирать необходимую площадь поверхности нагрева и изменять ее в случае необходимости.

Однако у секционных теплообменников велика доля дорогостоящих элементов: фланцев, калачей (элементы, соединяющие секции), сальников (элементы, обеспечивающие компенсацию термических расширений) и т.д.; большая стоимость вследствие большого расхода металла на наружные трубы, не участвующие в теплообмене, большая длина пути теплоносителей, следовательно, больший расход энергии на их прокачку, сложность очистки кольцевого пространства.

Разнообразные многопоточные теплообменники типа труба в трубе применяют на заводах нефтяной, химической, газовой и других отраслей промышленности при температуре  $-40...+450\text{ }^{\circ}\text{C}$  и давлении до  $2,5...9\text{ МПа}$ .

## Вертикальный испаритель

В теплоэнергетике испаритель предназначен для выработки дистиллята, восполняющего потери конденсата в паросиловых установках. Обычно вертикальный трубчатый испаритель обогревается отработавшим в турбине паром, проходящим в межтрубном пространстве. Испаряемая предварительно умягчённая вода проходит внутри труб. Существуют также испарители, обогреваемые дымовыми газами, уходящими из котельных агрегатов. Получаемый в таких испарителях пар может быть использован как для восполнения потерь конденсата, так и для теплоснабжения.

Корпус испарителя (рис. 2.7) представляет собой вертикальный цилиндр 2 с лапами на нижнем днище. Греющая камера 1 состоит из двух трубных досок, в которые вварены стальные трубы, образующие поверхность нагрева секции. Центральная ее часть не имеет трубок, сюда по паропроводу 6 подается греющий пар. Между греющей секцией и стенками корпуса есть кольцевой зазор, достаточный для организации циркуляции воды. Специальные перегородки в греющей секции обеспечивают несколько ходов греющего пара. Конденсат греющего пара скапливается в нижней части секции и отводится по трубе 7.

Химически очищенная питательная вода, подается через регулирующий клапан и патрубок 3 в зазор между кожухом 2 и трубной решеткой, опускается в нижнюю часть корпуса и заполняет трубки греющей камеры 1. За счет теплоты конденсации греющего (первичного) пара на поверхности трубок, в них происходит образование пароводяной смеси и испарение части воды в трубках.

Разница плотностей пароводяной эмульсии в трубках и воды в зазоре между греющей камерой и корпусом аппарата обеспечивает естественную циркуляцию нагреваемого теплоносителя (воды): в трубках создается подъемное движение воды, а в зазоре между корпусом и греющей камерой – опускное. Вторичный пар, пройдя через слой воды над греющей камерой, сепарационное устройство 4 и отводящий патрубок 5, отводится из испарителя и подается в теплоиспользующие установки или используется для получения конденсата на восполнение потерь питательной воды котлов.

Для обеспечения устойчивой естественной циркуляции и уменьшения выброса капель влаги в паровое пространство уровень воды в корпусе поддерживается выше верхней трубной доски на 150...200 мм.

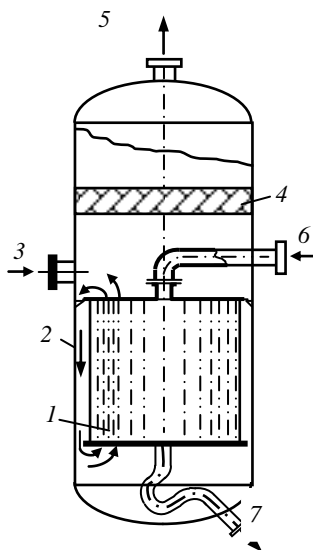


Рис. 2.7. Вертикальный испаритель:

1 – греющая камера; 2 – корпус; 3 – патрубок подачи питательной воды;  
4 – сепаратор; 5 – патрубок для отвода вторичного пара; 6 – патрубок подачи греющего  
пара; 7 – патрубок для отвода конденсата греющего пара

Вертикальные испарители обладают значительными тепловыми и эксплуатационными преимуществами по сравнению с горизонтальными. Они характеризуются лучшей организацией циркуляции жидкости, имеют более высокий коэффициент теплопередачи и меньше подвержены загрязнению поверхности нагрева, чем горизонтальные испарители. Чистка внутренней поверхности прямых труб греющей камеры значительно легче чистки наружной поверхности пучка гнутых труб горизонтального испарителя, кроме того, вертикальные аппараты занимают меньшую площадь.

### Спиральные теплообменники

Спиральные теплообменники (рис. 2.8) – это аппараты, в которых каналы для теплоносителей образованы двумя свернутыми в спирали на специальном станке стальными листами. Для придания листам жесткости и прочности, а также для фиксирования расстояния между спиралями к листам с обеих сторон приварены дистанционные бобышки. Расстояние между листами 8...12 мм, толщина стенок 2...3 мм.

Спиральные каналы прямоугольного сечения ограничиваются торцовыми крышками. Уплотнение каналов в спиральных теплообменниках осуществляют различными способами.

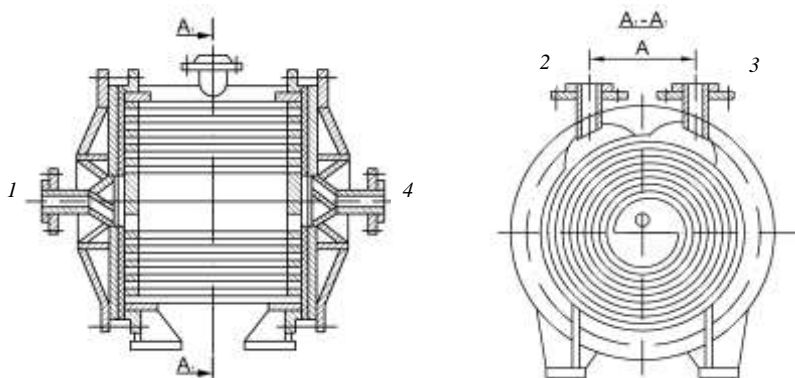


Рис. 2.8. Спиральный теплообменник:  
1, 4 – центральные каналы; 2, 3 – периферийные каналы

Наиболее распространен способ, при котором каждый канал с одной стороны заваривают, а с другой уплотняют плоской прокладкой. При этом предотвращается смешение теплоносителей, а в случае неплотности прокладки наружу может просачиваться только один из теплоносителей. Кроме того, такой способ уплотнения дает возможность легко чистить каналы.

Если материал прокладки разрушается одним из теплоносителей, то один канал заваривают с обеих сторон («глухой» канал), а другой уплотняют плоской прокладкой. При этом «глухой» канал недоступен для механической очистки.

Спиральные теплообменники изготавливают с поверхностью теплообмена  $10 \dots 100 \text{ м}^2$ ; они работают как под вакуумом, так и при давлении до 1 МПа при температуре рабочей среды  $20 \dots 200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Их можно использовать для реализации теплообмена между рабочими средами жидкость – жидкость, газ – газ, газ – жидкость.

Спиральные теплообменники устанавливают по штуцерам вертикально и горизонтально.

В таких аппаратах один из теплоносителей поступает в периферийный канал 3 и, двигаясь по спирали, выходит из центрального канала 1. Другой теплоноситель поступает в центральный канал 4 и выходит из периферийного канала 2.

Благодаря постоянному поперечному сечению каналов по всей их длине и отсутствию резких изменений направления, спиральные теплообменники могут применяться для нагрева и охлаждения шламов, жидкостей с взвешенными твердыми примесями и высоковязких жидкостей.

Большим преимуществом этих теплообменников является то, что они компактны и характеризуются небольшими тепловыми потерями в окружающую среду.

К недостаткам этих теплообменников относятся высокая стоимость и сложность эксплуатации (ремонт сварных швов, местная коррозия).

### Теплообменники с витыми трубами

Широкое распространение *витых теплообменников* (рис. 2.9) в аппаратуре высокого давления для процессов разделения газовых смесей методом глубокого охлаждения обусловлено их относительной компактностью и эффективностью (коэффициенты теплоотдачи в витых теплообменниках в среднем в 1,5...2 раза выше, чем в кожухотрубных).

Принципиальных отличий от общеизвестных конструкций эти теплообменники не имеют. Как и все подобные теплообменники, они изготавливаются путем намотки труб на сердечник. Между слоями труб и между отдельными трубами с помощью прокладок оставляются небольшие зазоры. Трубы и прокладки между слоями выполняются из алюминия, трубные доски и корпуса – из алюминия или нержавеющей стали.

Основным теплообменным элементом является змеевик-труба, согнутая по определенному профилю. Витки змеевика ориентированы по винтовой линии. При большой площади поверхности теплообмена змеевики по длине набирают из нескольких секций.

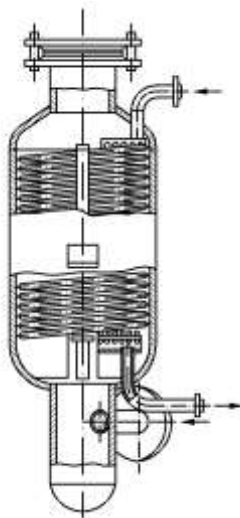


Рис. 2.9. Теплообменник с витыми трубами

Поверхность нагрева витых теплообменников komponуется из ряда концентрических змеевиков, заключенных в кожух и закрепленных в соответствующих головках. Теплоносители движутся по трубному и межтрубному пространствам.



Эти теплообменники характеризуются способностью к самокомпенсации, достаточной для восприятия деформаций от температурных напряжений.

### Оросительные теплообменники

**Оросительные теплообменники** (рис. 2.10) представляют собой плоские змеевики из расположенных одна над другой прямых труб *1*, соединенных между собой калачами *2*. По трубам протекает охлаждаемый теплоноситель. Снаружи трубы орошают водой, которую подают в желоб *3* для равномерного распределения охлаждающей воды по всей длине верхней трубы змеевика. Отработанная вода отводится из поддона *4*, установленного под змеевиками.

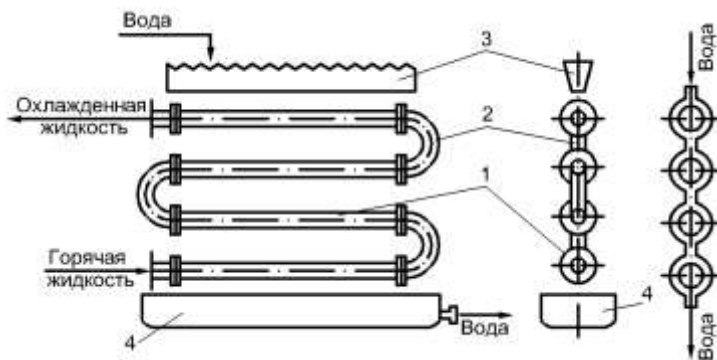


Рис. 2.10. Оросительный теплообменник:

*1* – трубы; *2* – калачи; *3* – желоб; *4* – поддон

Вода, орошающая трубы, частично испаряется, вследствие чего расход ее в оросительных теплообменниках несколько ниже, чем в холодильниках других типов. Оросительные теплообменники применяют главным образом в качестве холодильников для жидкостей и газов или как конденсаторы.

Основными достоинствами оросительных теплообменников является относительно малый расход охлаждающей воды, простота конструкции и эксплуатации.

Оросительные теплообменники – довольно громоздкие аппараты; они характеризуются низкой интенсивностью теплообмена и неравномерностью смачивания наружной поверхности труб.

Кроме того, к недостаткам этих теплообменников относятся: коррозия труб, наличие капель и брызг, попадающих в окружающее пространство. Из-за повышенного брызгоуноса такие теплообменники устанавливаются на открытом воздухе и ограждаются деревянными решетками.

Их применяют, когда требуется небольшая производительность, а также при охлаждении химически агрессивных сред или при необходимости

применения поверхности нагрева из специальных материалов (например, для охлаждения кислот применяют аппараты из кислотоупорного ферросилида, который плохо обрабатывается).

### Ребристые теплообменники

Ребристые теплообменники (рис. 2.11, *а, б*) применяют для увеличения поверхности теплообмена путем ее ребрения с той стороны, которая характеризуется наибольшим термическим сопротивлением, т.е. со стороны теплоносителя, имеющего низкий коэффициент теплоотдачи. Ребристые теплообменники (калориферы) используют, например, при нагревании паром воздуха или газов. Ребристые теплообменники широко применяют в сушильных установках, отопительных системах, в качестве экономайзеров, в качестве радиаторов систем охлаждения двигателей наземных транспортных средств.

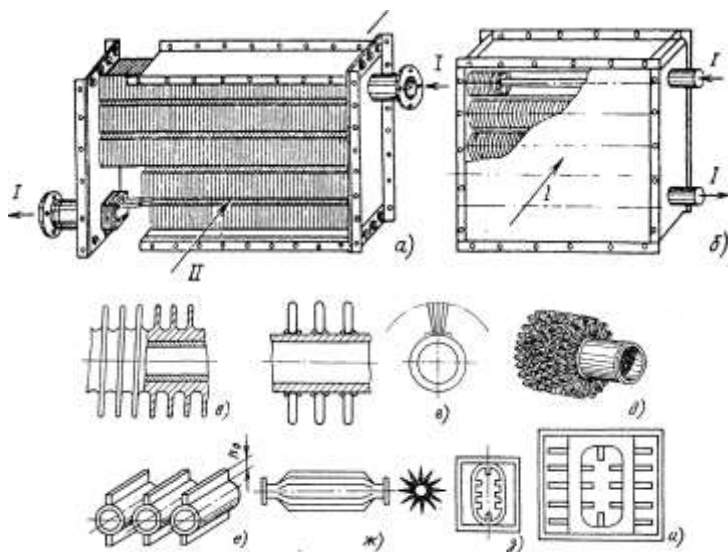


Рис. 2.11. Ребристые теплообменники для нагрева воздуха и элементы их поверхностей нагрева:

*а, б* – калорифер с наружным пластинчатым и поперечным спиральным ребрением труб; *в – д* – трубы соответственно с поперечным спиральным, ленточным спиральным и проволоочным спиральным ребрением; *е, ж* – трубы с продольным наружным и мембранным ребрением; *з, и* – элементы блочных рекуператоров с чугунными трубами с односторонним и двухсторонним игольчатым ребрением; *I* – греющий теплоноситель; *II* – нагреваемый воздух

Важным условием эффективного использования ребер является их плотное соприкосновение с основной трубой, обеспечивающий равенство температур стенки и основания ребра (отсутствие воздушной прослойки), а

также рациональное размещение ребер. В литых ребристых трубах это требование выполняется полностью.

Оребрение, используемое как в трубчатых, так и в пластинчатых теплообменниках, является также эффективным средством повышения компактности аппарата. В трубчатом теплообменнике установка ребер возможна только с одной стороны, в пластинчатом – с обеих сторон рабочей поверхности.

Наиболее распространены оребренные теплообменники с поперечными круглыми и прямоугольными ребрами. Поперечные ребра широко применяются в пластинчатых калориферах. Иногда ребра выполняют навивкой металлической ленты, поставленной на ребро. Лента впрессовывается в желобок на наружной поверхности трубы и после этого запаивается или приваривается.

Целесообразной формой сечения ребра по теоретическим соображениям (наименьшее количество материала при максимальной теплоотдаче) является треугольная. Она применяется в чугунных игольчатых теплообменниках с иглами на внешней и внутренней стороне. При продольном обтекании труб используют продольные ребра плавникового типа

Для охлаждения воздуха в замкнутом вентиляционном контуре электрических генераторов нашли применение теплообменники с проволочным биспиральным оребрением.

Для сжатых газов и жидкостей применяются теплообменники с многоребристыми трубами, оребрение которых осуществлено приваркой волнистой ленты, образующей ребра с просветом 10 мм.

Наиболее распространена толщина ребер 0,1...0,25 мм. Высота ребер может изменяться от 2,5 до 20 мм.

Пластинчато-ребристые теплообменники, на поверхности которых размещено по шесть ребер на 1 см, обеспечивают поверхность теплообмена 1300 м<sup>2</sup> на единицу объема. Эта поверхность примерно в 10 раз выше, чем в обычном кожухотрубном теплообменнике с трубками диаметром 19 мм и с таким же объемом. При рабочей скорости около 3 м/с коэффициенты теплоотдачи в компактных теплообменниках составляют 1800 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Одним из преимуществ ребристого теплообменника являются его компактные размеры, в отношении общей поверхности теплообмена. Именно поэтому они являются незаменимыми в тех случаях, когда монтажная площадь крайне ограничена, но при этом важно обеспечить высокую эффективность узла и простоту его обслуживания.

Одним из недостатков, которым обладают эти теплообменники, является трудность очистки межреберных проходов. Специальные развитые поверхности исключают любую возможность механической очистки и поэтому данный вид теплообменников нерационально использовать при работе с жидкостями, которые оставляют отложения.

## Пластиначные теплообменники

Пластиначные теплообменники (рис. 2.12) представляют собой аппараты, теплообменная поверхность которых образована набором тонких штампованных гофрированных пластин. Рабочие среды в теплообменнике движутся в щелевых каналах сложной формы между соседними пластинами. Каналы для греющего и нагреваемого теплоносителей чередуются между собой. Гофрированная поверхность пластин усиливает турбулизацию потоков рабочих сред и повышает коэффициент теплоотдачи.

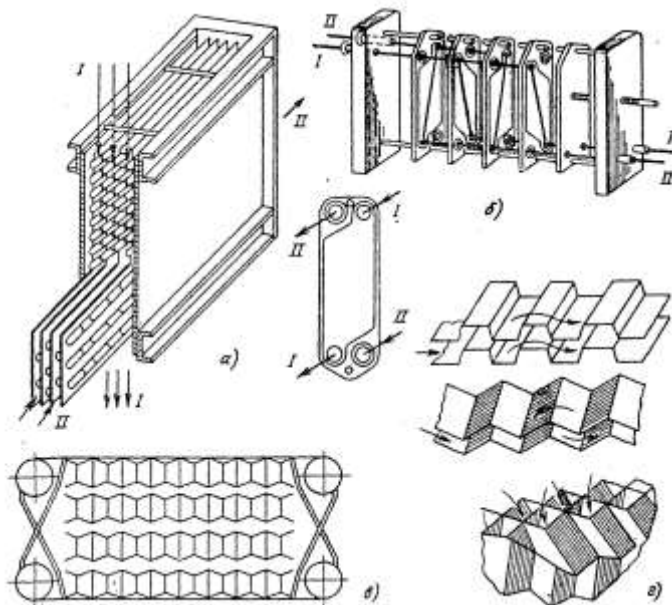


Рис. 2.12. Пластиначные теплообменники:

*а* – воздухоподогреватель; *б* – теплообменник для термообработки вязких жидкостей, пастеризации молока; *в* – варианты профилированных пластин типа *б*; *г* – варианты каналов для теплоносителей между профилированными пластинами; *И*, *II* – греющий и нагреваемый теплоносители

Из теплопередающих пластин, основного сборочного элемента теплообменника, собирают пакет. При этом каждая последующая пластина повернута на  $180^\circ$  относительно смежных, что создает равномерную сетку пересечения и взаимных точек опор вершин гофр. Между каждой парой соседних пластин образуется щелевой канал сложной формы, по которым и протекает рабочая среда. Жидкость при движении в них совершает пространственное трехмерное извилистое движение, при котором происходит турбулизация потока. Угловые отверстия для прохода рабочей среды имеют форму, обес-

печивающую снижение гидравлических сопротивлений на входе в канал и выходе из него, снижение отложений на этих участках и позволяющую более рационально использовать всю площадь пластины для теплообмена.

Рама аппарата, на которой устанавливаются пластины, образуется опорной плитой, верхней и нижней штангами, закрепленными в опорной плите и поддерживаемыми стойкой.

Пластинчатые теплообменники классифицируют по степени доступности поверхности теплообмена для механической очистки и осмотра на разборные, полуразборные и неразборные (сварные).

В последнее время наиболее широко применяют пластинчатые разборные теплообменники (рис. 2.12, *a*), отличающиеся интенсивным теплообменом, простотой изготовления, компактностью, малыми гидравлическими сопротивлениями, удобством монтажа и очистки от загрязнений.

Эти теплообменники состоят из отдельных пластин, разделенных резиновыми прокладками, двух концевых камер, рамы и стяжных болтов. Пластины штампуют из тонколистовой стали толщиной 0,5...2 мм, число пластин от 7 до 303. Пластины располагаются с шагом 3...6 мм. Поверхность теплообмена одной пластины 0,15...1,4 м<sup>2</sup>. Удельная рабочая поверхность аппаратов достигает 1500 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>.

Для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока теплоносителя проточную часть пластин выполняют гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположены в «елку». К пластинам приклеивают резиновые прокладки круглой и специальной формы для герметизации конструкции; теплоноситель направляют либо вдоль пластины, либо через отверстие в следующий канал.

Устройство и принцип работы полуразборного пластинчатого теплообменника достаточно просты. При стягивании пакета пластин образуется ряд каналов, по которым протекают жидкости, участвующие в процессе теплообмена. Все пластины в пакете одинаковы, только развернуты одна относительно другой на 180°. Такая установка пластин обеспечивает чередование горячих и холодных каналов. В процессе теплообмена жидкости движутся навстречу друг другу (в противотоке), и горячая жидкость передает тепло через стенку пластины холодной. В местах их возможного перетекания находится или стальная пластина или двойное резиновое уплотнение, что практически исключает смешение жидкостей. Такая конструкция пластинчатого теплообменника позволяет его быстро модифицировать. Увеличивая количество пластин можно увеличить мощность пластинчатого теплообменника. Кроме того, его легко отремонтировать в случае выхода из строя резинового уплотнения или теплообменной пластины.

Серийно выпускаемые полуразборные 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 (для вязких

жидкостей до 75 мм). Шаг гофр 11,5; 22,5; 30 мм. Для изготовления пластин используется оцинкованная или коррозионностойкая сталь, титан, алюминий.

Пластины неразборных теплообменников сварены в блоки, соединенные на прокладках в общий пакет.

Основные размеры и параметры наиболее распространенных в промышленности пластинчатых теплообменников определены ГОСТ 15518–83. Их изготавливают с поверхностью теплообмена от 2 до 600 м<sup>2</sup> в зависимости от типоразмера пластин. Эти теплообменники используют при давлении до 1,6 МПа и температуре рабочих сред от – 30 до +150 °С для реализации теплообмена между жидкостями и парами (газами) в качестве холодильников, подогревателей и конденсаторов.

Серийно выпускаемые разборные пластинчатые теплообменники могут работать с загрязненными рабочими средами при размере твердых включений не более 4 мкм.

Движение теплоносителей в пластинчатых теплообменниках может осуществляться прямотоком, противотоком и по смешанной схеме.

К недостаткам пластинчатых теплообменников следует отнести невозможность использования их при давлении более 1,6 МПа и температуре теплоносителя выше 150 °С (с учетом свойств резиновой прокладки).

### **Вопросы для самопроверки**

1. Назовите наиболее распространенные виды теплоносителей.
2. В каких диапазонах температур применяются твердые, жидкие и газообразные теплоносители?
3. Назовите преимущества жидких теплоносителей.
4. Почему из газообразных теплоносителей наиболее часто используют водяной пар?
5. Как теплофизические свойства теплоносителей влияют на их выбор?
6. По каким признакам классифицируют теплообменные аппараты?
7. Назовите наиболее распространенные рекуперативные теплообменники.
8. Опишите конструкцию и принцип действия кожухотрубчатых теплообменников.
9. С какой целью в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников устанавливают перегородки?
10. С какой целью в трубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников организуют прохождение теплоносителя в несколько ходов?
11. В чем отличие ламельного теплообменника от кожухотрубчатого?
12. Опишите конструкцию и принцип действия секционного теплообменника типа труба в трубе. В чем его преимущество перед кожухотрубчатыми?

13. Почему в спиральном теплообменнике можно нагревать вязкие жидкости?
14. В какой области применяют витые теплообменники?
15. В качестве какого оборудования используют оросительные теплообменники?
16. Для каких случаев теплообмена применяют теплообменники с оребренными трубами?
17. С какой стороны применяют оребрение в ребристых теплообменниках?
18. Назовите причины, по которым получили широкое распространение пластинчатые разборные теплообменники.

### 3. РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В практике расчета и проектирования теплообменных аппаратов принято различать тепловой конструктивный, тепловой поверочный, компоновочный, гидравлический, механический и технико-экономический расчеты (эту совокупность расчетов называют проектным расчетом). Рассмотрим тепловой конструктивный и тепловой поверочный расчеты.

#### 3.1. Тепловой конструктивный расчет

Тепловой конструктивный расчет выполняют с целью создания нового по конструкции аппарата или выбора его из числа нормализованных.

При этом известны расходы, начальные температуры и основные свойства теплоносителей, тепловая мощность аппарата. Часто вместо тепловой мощности заданы конечные температуры теплоносителей.

В результате расчета определяют площадь поверхности теплообмена и основные конструктивные размеры аппарата. Тепловой конструктивный расчет обычно проводят совместно с компоновочным и гидравлическим.

В настоящее время, в зависимости от исходных величин, наибольшее распространение получили два метода теплового конструктивного расчета теплообменных аппаратов:

1) **аналитический**, где определение коэффициента теплопередачи  $K$  осуществляется путем задания температур на разделительной стенке, или коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  со стороны теплоносителей, или выбора поверхности  $S$  с дальнейшими проверками.

2) **графоаналитический**, где принимается, что при установившемся режиме удельное количество теплоты, передаваемой в единицу времени через слой стенки, есть величина постоянная и равная удельному количеству теплоты, передаваемой от одного теплоносителя к другому.

Тепловой расчет теплообменника сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и основного уравнения теплопередачи.

Последовательная схема аналитического метода теплового конструктивного расчета **двухпоточного рекуперативного теплообменника при работе в стационарном режиме** представлена на рис. 3.1.

Рассмотрим схему расчета подробнее

1. Уточняют технологическую и тепловую схемы, в которых одним из элементов является рассматриваемый теплообменник. Оценивают величину потерь (дренажи, сливы, пробы) и составляют схемы тепловых и материальных потоков.

2. Составляют тепловой баланс.

Уравнения теплового баланса

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



или

$$Q_1 \eta = Q_2, \quad (3.2)$$

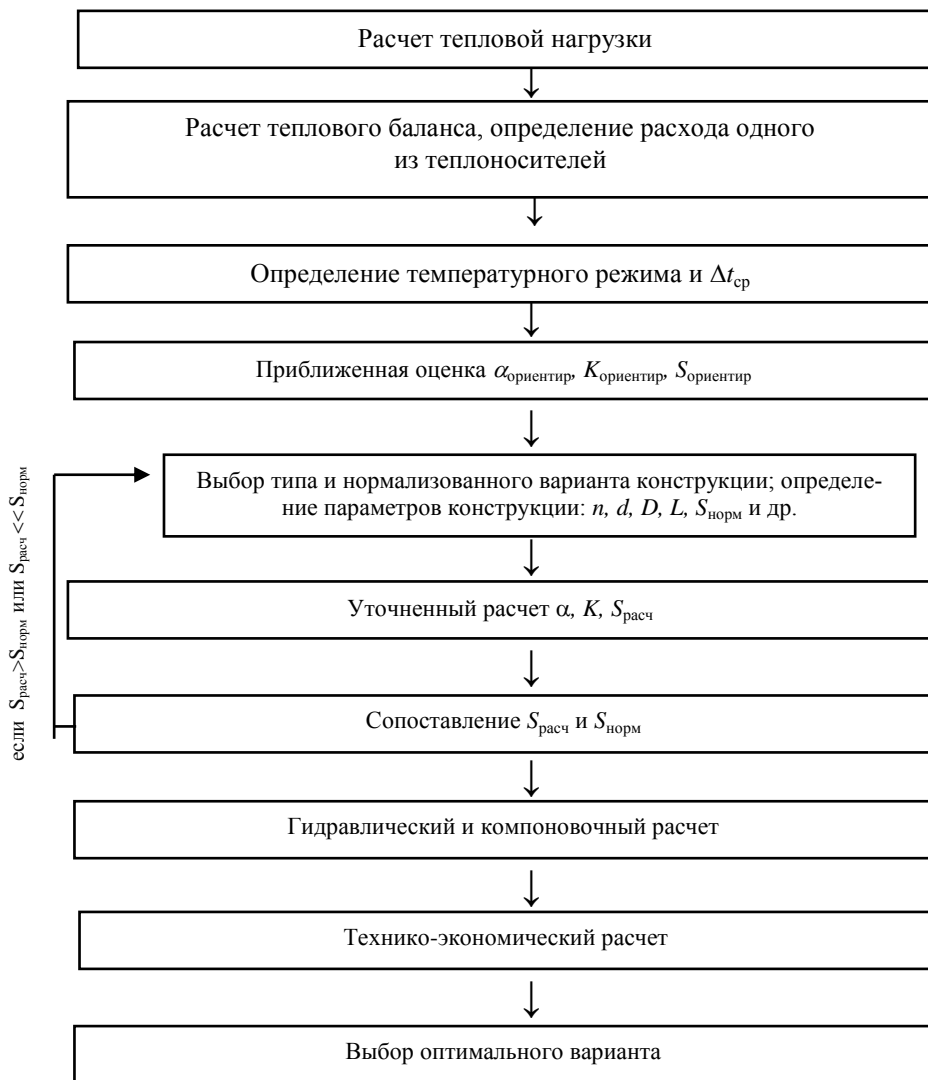


Рис. 3.1. Схема расчета двухпоточного рекуперативного теплообменника

где  $Q_1$ ,  $Q_2$  – количество теплоты, отданной горячим и принятой холодным теплоносителем в единицу времени, Вт;  $Q_{пот}$  – количество теплоты, потерянной

ной в единицу времени, Вт;  $\eta$  – коэффициент полезного действия теплообменника.

Конкретный вид уравнения теплового баланса зависит от количества участвующих в теплообмене сред, их фазового состояния и происходящих фазовых превращений.

Для двух жидких теплоносителей, не меняющих фазового состояния, уравнение теплового баланса имеет вид

$$G_1 c_1 (t_1^H - t_1^K) \eta = G_2 c_2 (t_2^K - t_2^H), \quad (3.3)$$

где  $G_1, G_2$  – расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;  $c_1, c_2$  – средние удельные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, кДж/(кг·°C);  $t_1^H, t_1^K$  – начальная и конечная температуры горячего теплоносителя, °C;  $t_2^H, t_2^K$  – начальная и конечная температуры холодного теплоносителя, °C.

Если **один из теплоносителей меняет фазовое состояние** (конденсация пара при охлаждении водой), то уравнение теплового баланса имеет вид

$$G_1 (i_1^H - i_1^K) \eta = G_2 c_2 (t_2^K - t_2^H), \quad (3.4)$$

где  $i_1^H, i_1^K$  – удельные начальная и конечная энтальпии горячего теплоносителя, кДж/кг.

Если **меняется фазовое состояние обоих теплоносителей** (получение вторичного пара в испарителе или пароперегревателе) уравнение теплового баланса выглядит следующим образом

$$G_1 (i_1^H - i_1^K) \eta = G_2 (i_2^K - i_2^H), \quad (3.5)$$

где  $i_2^H, i_2^K$  – удельные начальная и конечная энтальпии холодного теплоносителя, кДж/кг.

После того, как тепловой баланс составлен, *уточняют* теплопроизводительность теплообменного аппарата (тепловую мощность), расходы, начальные и конечные температуры теплоносителей, их физико-химические свойства, токсичность и агрессивность по отношению к конструкционным материалам.

3. Выбирают ориентировочно, сообразно со свойствами теплоносителей, конструкцию теплообменника и конструкционные материалы для его изготовления с учетом химической агрессивности теплоносителей.

4. После выбора схемы определяют средний температурный напор  $\Delta t_{ср}$ . Движущей силой процесса теплопередачи является разность температур между горячим и холодным теплоносителями. В промышленных теплообменниках теплопередача наиболее часто протекает при переменных температурах теплоносителей, движущихся вдоль поверхности теплообмена. Поэтому

му в тепловых расчетах оперируют средней разностью температур  $\Delta t_{\text{ср}}$ , которая входит в уравнение теплопередачи.

В зависимости от свойств и температуры теплоносителей, степени рекуперации теплоты и конструктивной схемы теплообменника, выбирают направление тока теплоносителей и рассчитывают средний температурный напор  $\Delta t_{\text{ср}}$ .

Направление движения теплоносителей влияет не только на тепловую производительность аппарата  $Q$  и поверхность теплообмена  $S$  в нем, но и на значения разности температур теплоносителей ( $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$ ), а увеличение разности температур при неизменной теплопроизводительности приводит к уменьшению расходов греющего и нагреваемого теплоносителей и энергетических затрат на их транспортировку.

Величина среднего температурного напора зависит от схемы движения теплоносителей вдоль поверхности теплообмена.

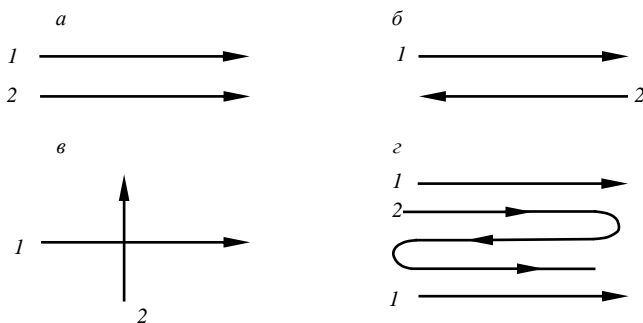


Рис. 3.2. Схемы направления движения теплоносителей:  
а – прямоток; б – противоток; в – перекрестный ток; г – смешанный ток;  
1, 2 – горячий и холодный теплоносители

Направления движения теплоносителей могут быть прямоточными, противоточными, с перекрестным током и со смешанным током (рис. 3.2).

Средний температурный напор для противотока и прямотока рассчитывается в следующей последовательности:

1) изображается температурная схема. Температурная схема для противотока показана на рис. 3.3, а, а для прямотока – на рис. 3.3, б;

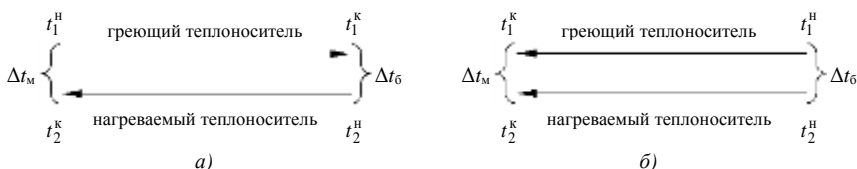


Рис. 3.3. Температурные схемы теплообменника:

$a$  – для противотока;  $b$  – для прямотока

2) вычисляются разности температур на концах теплообменника  $\Delta t_6$  и  $\Delta t_m$ , °C;

3) средний температурный напор при прямотоке и противотоке, а также при постоянной температуре одного из теплоносителей определяется в зависимости от отношения  $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}$ .

Если  $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2$ , то средний температурный напор определяется как среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (3.6)$$

Если  $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2$ , то с достаточной точностью, вместо логарифмической, можно брать среднюю арифметическую разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (3.7)$$

Сопоставление температурных режимов работы теплообменников при прямотоке и противотоке показывает, что при прямотоке максимальный температурный напор наблюдается на входе в теплообменник, затем этот напор уменьшается и у выхода из аппарата достигает минимального значения (рис. 3.4,  $a$ ). При противотоке (рис. 3.4,  $b$ ) тепловая нагрузка более равномерна, а конечная температура холодного теплоносителя может быть выше конечной температуры горячего теплоносителя.

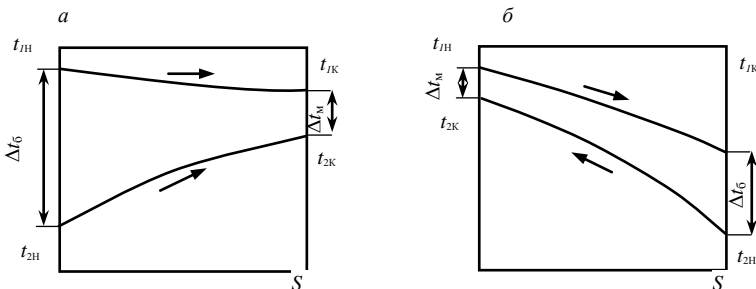


Рис. 3.4. Характер изменения температур теплоносителей:  
 $a$  – прямоточная схема;  $b$  – противоточная схема

Противоточное движение наиболее желательно при проектировании нового теплообменника, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению тепловой производительности  $Q$  или уменьшению рабочей поверхности аппарата  $S$ .

Если по технологическим, компоновочным или конструкционным соображениям протокоток невозможен, то необходимо стремиться к многоперекрестному току.

При изменении агрегатного состояния хотя бы одного из двух теплоносителей, направление тока теплоносителей существенного значения не имеет.

В решении вопроса выбора тока теплоносителей относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб (в межтрубном пространстве), следует руководствоваться следующим правилом:

- при  $Nu/Pr^{0,4} < 58$  – выгоднее поперечное омывание,
- при  $Nu/Pr^{0,4} > 58$  – выгоднее продольное омывание.

Если теплообменник многоходовой или имеет место смешанный ток движения теплоносителей, то

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{прт}, \quad (3.8)$$

где  $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправочный коэффициент к средней разности температур  $\Delta t_{cp}$ , вычисленной для протокотока.

Значение коэффициента  $\varepsilon_{\Delta t}$  определяют по номограмме (прил. 2) по величинам  $P$  и  $R$ , которые находят по формулам

$$P = \frac{t_2^k - t_2^h}{t_1^h - t_2^h};$$

$$R = \frac{t_1^h - t_1^k}{t_2^k - t_2^h},$$

где  $t_1^h$ ,  $t_1^k$  – начальная и конечная температуры греющего теплоносителя;  $t_2^h$ ,  $t_2^k$  – начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя.

4. С помощью справочных таблиц (табл. 3.1) или на основании опытных данных ориентировочно оцениваются значения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Определяется термическое сопротивление поверхности теплообмена вместе с загрязнениями на обеих ее сторонах

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \sum \frac{\delta_{загр}}{\lambda_{загр}} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{загр}, \quad (3.9)$$

где  $\delta_{ст}$ ,  $\delta_{загр}$  – толщина стенки и загрязнений, м;  $\lambda_{ст}$ ,  $\lambda_{загр}$  – коэффициенты теплопроводности материала стенки и загрязнений, Вт/(м·°C);  $R_{загр}$  – термическое сопротивление загрязнений, (м<sup>2</sup>·°C)/Вт.

Это уравнение с достаточной степенью точности можно применять для расчета теплопередачи через цилиндрическую стенку, если  $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} < 2$  ( $d_{\text{н}}$ ,  $d_{\text{вн}}$  – соответственно наружный и внутренний диаметры цилиндра).

Таблица 3.1

**Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи**

Теплоотдача от теплоносителя к стенке (от стенки теплоносителя) при передаче тепла	Значения коэффициентов теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)
от газа к газу (при невысоких давлениях)	10...40
от газа к жидкости (газовые холодильники)	10...60
от конденсирующегося пара к газу (воздухоподогреватели)	10...60
от жидкости к жидкости (вода)	800...1700
от жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	120...270
от конденсирующегося водяного пара к воде (конденсаторы, подогреватели)	800...3500
от конденсирующегося пара органических веществ к жидкостям (подогреватели)	120...340
от конденсирующегося пара органических веществ к воде (конденсаторы)	300...800

Загрязнение поверхности теплообмена ведет к снижению коэффициента теплопередачи. Ориентировочные значения тепловой проводимости загрязнений стенок в зависимости от вида теплоносителя приведены в табл. 3.2.

С учетом загрязнений определяют ориентировочно значение коэффициента теплопередачи  $K$ :

– для плоской стенки, а также для цилиндрической при  $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} < 2$

$$K_{\text{оп}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{загр}} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (3.10)$$

– для цилиндрической стенки, если  $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} \geq 2$

$$K_{\text{оп}} = \frac{1}{d_{\text{ср}} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{н}}} \right) + R_{\text{загр}}}, \quad (3.11)$$

где  $d_{\text{ср}}$ ,  $d_{\text{вн}}$ ,  $d_{\text{н}}$  – средний, внутренний и наружный диаметры стенки, м;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей Вт/м<sup>2</sup>·°С.

По ориентировочному значению  $K_{\text{оп}}$  определяют предварительное эскизное значение  $S_{\text{эск}}$

$$S_{\text{эск}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (3.12)$$

Таблица 3.2

**Значения тепловой проводимости загрязнений стенок**

Теплоносители	$1/R_{\text{загр}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Вода:	
загрязненная	1400...1 800
среднего качества	1860...2 900
хорошего качества	2900...5 800
дистиллированная	11600
Конденсат	25000
Раствор:	
аммиачный	6670
солей	5000
щелочей	2500
Кислота:	
уксусная	2000
соляная, фосфорная, серная	2000
Водяной пар (с содержанием масла)	5800
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов	2900
Сероуглерод	5000
Углеводороды низкокипящие	5000
Ацетон, растворители	10000
Аммиак	4000
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Органические пары	11600
Углеводороды ароматические	5560
Полимеризующиеся вещества	2200
Воздух	2800
Дымовые газы	1700

5. Вычисляются средние температуры теплоносителей для определения их свойств по справочникам. Если можно принять теплоемкости постоянными, то средние температуры горячего  $t_1^{\text{cp}}$  и холодного  $t_2^{\text{cp}}$  теплоносителей можно определить по формулам:

– для противотока

$$t_1^{\text{cp}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t_2^{\text{к}} + \Delta t_{\text{cp}}) - t_1^{\text{н}}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (3.13)$$



$$t_2^{\text{cp}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t_2^{\text{K}} - t_2^{\text{H}} + \Delta t_{\text{cp}}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (3.14)$$

– для прямотока

$$t_1^{\text{cp}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t_2^{\text{K}} + \Delta t_{\text{cp}}) + t_1^{\text{H}}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}; \quad (3.15)$$

$$t_2^{\text{cp}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t_2^{\text{K}} - t_2^{\text{H}} - \Delta t_{\text{cp}}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}. \quad (3.16)$$

Если определена средняя температура одного теплоносителя, то среднюю температуру другого можно найти из равенства

$$t_1^{\text{cp}} - t_2^{\text{cp}} = \Delta t_{\text{cp}}. \quad (3.17)$$

Обычно средняя температура теплоносителя с наименьшей разницей между начальной и конечной температурами рассчитывается как среднеарифметическая (при условии, что перепад температур этого теплоносителя на концах теплообменника составляет не более 300 °С), а средняя температура второго теплоносителя определяется по формуле (3.17).

6. При известных значениях средних температур теплоносителей по справочникам определяются их плотности  $\rho$ , а затем объемные расходы

$$V = \frac{G}{\rho}. \quad (3.18)$$

7. На основании рекомендаций выбирается скорость теплоносителя.

В *кожухотрубчатом аппарате* только один теплоноситель может иметь оптимальную скорость (обычно внутри труб), а скорость другого (в межтрубном пространстве) получается в зависимости от способа распределения труб в трубной решетке.

При турбулентном режиме течения и по экономическим соображениям рекомендуются значения скоростей приведенные в табл. 3.3.

Наилучший метод выбора скоростей теплоносителей основан на технико-экономическом расчете: затраты на электроэнергию для перекачивания теплоносителя увеличиваются с повышением скорости, а стоимость поверхности теплообмена снижается.

Величина скорости теплоносителя влияет на коэффициент теплоотдачи не только для газов и жидкостей, но и для пара. По опытным данным при подаче конденсирующегося пара тонкими струями с большой скоростью ко-

эffiциент теплоотдачи возрастает в 3...10 раз. С увеличением скорости пара пленка образующегося конденсата утончается и срывается с поверхности, благодаря чему уменьшается термическое сопротивление переходу тепла от пара к стенке, а, следовательно, увеличивается коэффициент теплопередачи.

Таблица 3.3

### Рекомендуемые значения скоростей теплоносителей

Теплоноситель	Скорость, м/с
Вязкие жидкости	≤1
Маловязкие жидкости и вода	1...3
Запыленные газы	6...10
Чистые газы	12...16
Пар насыщенный	30...50
Пар перегретый	50...75
Пар разреженный	100...200

Верхний предел скорости жидкости и газов лимитируется оптимальным гидравлическим сопротивлением аппарата, а также эрозией материала труб в результате воздействия потока.

Для межтрубного пространства при заданной скорости в трубах считают динамический напор  $P_{\text{дин}}$ . Если этот напор допустим, то скорость теплоносителя в межтрубном пространстве можно посчитать следующим образом

$$v_{\text{мтр}} = \sqrt{\frac{2P_{\text{дин}}}{\rho}}. \quad (3.19)$$

8. Уточняется направление тока теплоносителей. При этом должно учитываться, что внутри труб легче достигается повышенная скорость и поэтому в теплообменниках «жидкость-жидкость» теплоноситель с меньшим  $\alpha$  или малым расходом лучше направлять в трубное пространство. В теплообменниках жидкость-газ в межтрубное пространство направляют газ, если он не загрязнен или предварительно очищен. Загрязненный и коррозионноактивный теплоноситель пропускают в трубах.

Теплоноситель с высоким давлением и температурой предпочтительнее направлять в трубы, что способствует снижению механической нагрузки на корпус аппарата и снижению тепловых потерь в окружающую среду.

Наоборот, если аппарат предназначен для охлаждения вещества, то предпочтительнее горячий теплоноситель направлять в межтрубное пространство, т.к. за счет отдачи теплоты в окружающую среду можно уменьшить расход охлаждающего теплоносителя.

9. Производятся выбор диаметра труб и определение их длины.

В теплообменных аппаратах рекомендуется принимать длину труб  $l = 1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 9000$  мм. Диаметр трубок принимается равным 16×1,5; 16×2; 20×2; 25×2; 25×2,5; 38×2 мм.

Вычисляется площадь проходного сечения трубок одного хода:

$$S_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{тр}}}{\rho v_{\text{тр}}} \quad (3.20)$$

или

$$S_{\text{тр}} = n_1 \pi d_{\text{вн}}^2 / 4, \quad (3.21)$$

где  $G_{\text{тр}}$  – массовый расход теплоносителя внутри труб, кг/с;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $v_{\text{тр}}$  – скорость теплоносителя внутри труб, м/с;  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м.

Число трубок одного хода:

$$n_1 = \frac{4S_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{вн}}^2} \quad (3.22)$$

или

$$n_1 = \frac{4G_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{вн}}^2 \rho v_{\text{тр}}} \quad (3.23)$$

Общее число труб находят по формуле

$$n_1 = \frac{4zS_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}, \quad (3.24)$$

где  $z$  – число ходов в трубном пространстве.

В многоходовых аппаратах выбирается четное число ходов.

Выбирают способ крепления и метод разбивки труб в трубной решетке. Трубы в трубных решетках размещают по сторонам правильных шестиугольников, квадратов и по concentрическим окружностям. Наиболее распространено размещение труб по сторонам правильных шестиугольников, так как при этом способе размещения труб достигается максимальная компактность теплообменника, уменьшается сечение межтрубного пространства теплообменника, что увеличивает скорость движущейся в нем рабочей среды и повышает коэффициент теплопередачи, теплообменник более технологичен в изготовлении и ремонте. Схема размещения трубок по сторонам правильных шестиугольников даст равносторонний шахматный трубный пучок. При использовании в межтрубном пространстве сильно загрязненных теплоносителей используется разбивка труб по правильным квадратам, т.к. это облегчает очистку межтрубного пространства.

Фактическое количество труб может отличаться от расчетного. При стандартном диаметре кожуха аппарата не всегда можно разместить теоретическое количество труб и приходится отказываться от установки крайних труб.

В многоходовых теплообменниках количество труб могут уменьшать для размещения перегородок между ходами.

Фактическое количество труб находят вычерчиванием в масштабе их размещения.

Шаг  $t$  разбивки (расстояние между осями соседних труб) принимают равным: при развальцовке  $(1,3 \dots 1,6) \cdot d_n$ ; при сварке  $1,25d_n$ .

Толщина трубных решеток равна 15...35 мм в зависимости от диаметра развальцованных труб.

Толщина трубной решетки в общем случае рассчитывается следующим образом

$$h_{\text{тр}} = \frac{d_n}{8} + c, \quad (3.25)$$

где  $c$  – прибавка ( $c=10$  – для стальных решеток;  $c=20$  – для медных решеток).

Вычерчивают эскиз теплообменника.

По выбранным скоростям теплоносителей на входе в аппарат и на выходе из него, близким по значению к скоростям в аппарате, определяют проходные сечения и диаметры патрубков

$$D_n = 1,13 \sqrt{\frac{G}{\rho v}}. \quad (3.26)$$

Размеры их следует согласовывать с размерами подводящих трубопроводов.

Определяют внутренний диаметр корпуса теплообменника:

– одноходового

$$D_{\text{вн}} = t(b-1) + 4d_n; \quad (3.27)$$

– многоходового

$$D_{\text{вн}} = 1,1t \sqrt{\frac{n}{\eta}}, \quad (3.28)$$

где  $n$  – число труб по диагонали, шт.;  $\eta = 0,6 \dots 0,8$  – коэффициент заполнения трубной решетки.

Расчетное значение диаметра корпуса округляют до ближайшего большего размера диаметра, рекомендованного ГОСТ или нормальными.

Выбирают конструкцию и определяют размеры межтрубного пространства.

Уточняют эскиз теплообменника, его конструктивные размеры и соответствующие им скорости теплоносителей.

10. Определяют окончательно значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а также коэффициента теплопередачи  $K$ .

По тепловой нагрузке  $Q$ , среднему температурному напору  $\Delta t_{\text{ср}}$ , и коэффициенту теплопередачи  $K$  определяют расчетную поверхность теплообмена

$$S_{\text{расч}} = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{ср}}} . \quad (3.29)$$

11. Если  $S_{\text{расч}}$  окажется равной  $S_{\text{эск}}$  в эскизном чертеже или меньше ее на 10...15%, определение основных размеров аппарата можно считать законченным.

Если  $S_{\text{расч}} > S_{\text{эск}}$  не более чем на 15%, то необходимо увеличить на чертеже поверхность теплообмена на 10...15% путем удлинения пучка труб, при этом все расчеты останутся правильными.

Если же разница между  $S_{\text{расч}}$  и  $S_{\text{эск}}$  превосходит 15%, то необходимо задаться другими параметрами конструкции и повторить расчет.

12. Производится гидравлический расчет. При этом учитываются сопротивления всех участков теплообменной установки  $\Delta P_{\text{общ}}$

$$\Delta P_{\text{общ}} = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м.с}} + \sum \Delta P_{\text{у}} + \sum \Delta P_{\text{с.т}} , \quad (3.30)$$

где  $\sum \Delta P_{\text{тр}}$  – сумма гидравлических сопротивлений трения;  $\sum \Delta P_{\text{м.с}}$  – сумма местных гидравлических сопротивлений;  $\sum \Delta P_{\text{у}}$  – сумма потерь давления за счет ускорения;  $\sum \Delta P_{\text{с.т}}$  – сумма сопротивлений самотяги.

Если сопротивление теплообменника превышает заданное, то необходимо менять конструкцию или включать параллельно несколько теплообменников, производя пересчет, т.к. изменение скорости теплоносителя  $v$  повлечет за собой изменение коэффициента теплопередачи  $K$  и поверхности теплообмена  $S$ .

По подсчитанному  $\Delta P_{\text{общ}}$ , определяют мощность питающего насоса или вентилятора

$$N = \frac{G\Delta P_{\text{общ}}}{\rho\eta_{\text{н}}} , \quad (3.31)$$

где  $\eta_{\text{н}}$  – КПД насоса или вентилятора.

13. Проводится выбор конструкционных материалов для деталей и производится их расчет на прочность.

Вычерчивается конструкция аппарата, составляется спецификация.

Разрабатывается конструкция и подбирается материал тепловой изоляции, производится ее расчет.

14. Разрабатывается система контроля и автоматического регулирования. Подбираются контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации, а также вспомогательное оборудование.

15. Производится технико-экономический расчет.

16. Выбирается оптимальный вариант.

### 3.2. Тепловой поверочный расчет

Поверочный расчет производится в случае оценки пригодности имеющихся и предназначенных к установке теплообменных аппаратов для опре-

деленных технологических условий или частных нестационарных режимов работы.

При таком расчете для определенных габаритных размеров аппарата, при известных расходах теплоносителей  $G_1$  и  $G_2$ , начальных температурах  $t_1^H$  и  $t_2^H$ , площади поверхности теплопередачи  $S$ , необходимо определить конечные температуры теплоносителей  $t_1^K$  и  $t_2^K$  или, что то же самое, тепловую мощность аппарата, а также гидравлическое сопротивление.

В основе расчета лежат те же уравнения теплового баланса, основное уравнение теплопередачи и другие уравнения, которые используются в тепловом конструктивном расчете.

Рассмотрим этапы поверочного расчета.

1. Если коэффициент теплопередачи  $K$  заранее неизвестен, то по известным методикам определяются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$ , а затем –  $K$  в соответствии с ожидаемым режимом работы аппарата (см. разд. 3.1).

2. По соответствующим формулам рассчитываются конечные температуры теплоносителей  $t_1^K$  и  $t_2^K$ .

3. Определяется тепловая нагрузка (мощность) аппарата с использованием найденных значений температур  $t_1^K$  и  $t_2^K$ . В процессе эксплуатации тепловая мощность меняется и может отличаться от расчетной.

4. Определяется средний температурный напор  $\Delta t_{cp}$  на основании рассчитанной тепловой нагрузки, вычисленного  $K$  и известной  $S$ .

5. Оценивается соответствие необходимой и располагаемой разностей температур, определяемое тепловой схемой и условиями процесса. Располагаемая разность температур  $\Delta t_{распол}$  может быть равна, больше или меньше необходимой по расчету разности температур  $\Delta t_{необх}$ . При поверочном расчете требуется выбрать такой режим работы аппарата, чтобы было примерное соответствие необходимой и располагаемой разностей температур.

Если располагаемая разность температур существенно превышает необходимую ( $\Delta t_{распол} \gg \Delta t_{необх}$ ), то следует рассмотреть вариант работы аппарата с использованием теплоносителей с пониженным энергетическим потенциалом, что повысит технико-экономические показатели работы. Если такой возможности нет, то поверочным расчетом можно установить целесообразные пределы изменения параметров греющего теплоносителя.

Если же наоборот, располагаемая разность температур меньше необходимой ( $\Delta t_{распол} < \Delta t_{необх}$ ), т.е. не удовлетворяет заданной тепловой нагрузке, то следует провести следующие мероприятия:

- уменьшение тепловой производительности путем рационализации технологического процесса;

- повышение параметров греющего теплоносителя;

- повышение коэффициента или коэффициентов теплоотдачи;

- увеличение поверхности теплообмена.

### 3.3. Особенности расчета рекуперативных теплообменных аппаратов периодического действия

Рекуперативные теплообменные аппараты периодического действия широко применяются в промышленности.

К таким теплообменникам относятся реакционные аппараты, варочные и запарочные котлы, водоподогреватели-аккумуляторы (бойлеры-аккумуляторы), автоклавы, пропарочные камеры и т.д.

Нагрев сред в этих теплообменных аппаратах и их охлаждение идет в течение определенного промежутка времени. Скорость и время нагрева определяются назначением аппаратов, технологией производства и физическими свойствами сред.

Во всех аппаратах периодического действия имеет место нестационарный теплообмен, который описывается уравнением

$$Q = KS\Delta t_{\text{ср}}\tau, \quad (3.32)$$

где  $Q$  – количество теплоты, переданное от горячего к холодному теплоносителю, Дж;  $K$  – коэффициент теплопередачи; Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $S$  – поверхность теплопередачи; м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\text{ср}}$  – средняя разность температур или средний температурный напор, °C;  $\tau$  – время работы аппарата, с.

В теплообменниках периодического действия могут изменяться со временем температуры как обоих теплоносителей, так и только одного из них (в бойлерах-аккумуляторах с паровым подогревом).

Далее будет рассмотрен случай, когда *меняются температуры обоих теплоносителей в бойлере-аккумуляторе.*

**Водоподогреватели-аккумуляторы** (бойлеры-аккумуляторы) предназначены для снятия пиковых тепловых нагрузок систем отопления и горячего водоснабжения. В таких аппаратах большую массу воды можно нагревать в течение длительного промежутка времени теплоносителем с относительно низкой температурой.

Особенностью такого нестационарного теплообмена является то, что с течением времени температура греющего теплоносителя на выходе увеличивается. График изменения температур теплоносителей при работе такого аппарата представлен на рис. 3.5. Запись совместного решения основного уравнения теплопередачи и уравнений теплового баланса для всей поверхности теплообмена  $S$  за бесконечно малый промежуток времени  $d\tau$  имеет вид

$$dQ = KS\Delta t_{\text{ср}}d\tau = G_1c_1(t_1^{\text{н}} - t_1)d\tau = G_2c_2dt_2, \quad (3.33)$$

где  $dQ$  – бесконечно малое количество теплоты, переданное от одного теплоносителя другому за время  $d\tau$ , кДж;  $G_1$  – расход горячего теплоносителя, кг/с;  $G_2$  – количество холодного теплоносителя, кг;  $c_1, c_2$  – средние удельные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, кДж/(кг·°C);  $\Delta t_{\text{ср}}$  – средняя разность температур между теплоносителями в момент времени  $\tau$ ;  $d\tau$  – бес-

конечно малый промежуток времени, с;  $t_1$  – текущее значение конкретной температуры греющего теплоносителя, °С;  $dt_2$  – изменение температуры нагреваемой среды за время  $d\tau$ , °С.

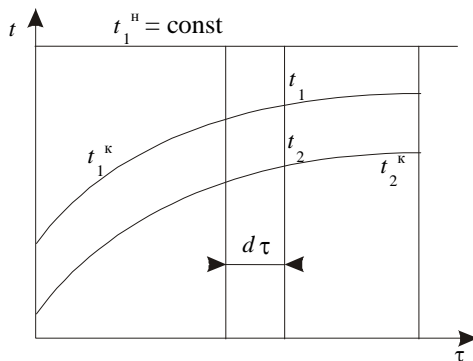


Рис. 3.5. Схема изменения температур теплоносителей в бойлере-аккумуляторе

Температурный напор  $\Delta t_{cp}$  в момент времени  $\tau$  рассчитывается следующим образом

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1^H - t_2) - (t_1 - t_2)}{\ln \frac{t_1^H - t_2}{t_1 - t_2}} = \frac{t_1^H - t_1}{\ln \frac{t_1^H - t_2}{t_1 - t_2}}. \quad (3.34)$$

Так как температуры теплоносителей  $t_1$  и  $t_2$  меняются во времени, то температурный напор  $\Delta t_{cp}$  является функцией времени  $\tau$ .

Для расчета коэффициентов теплоотдачи необходимо знать средние температуры теплоносителей. Средняя температура холодного теплоносителя определяется из уравнения

$$\Delta t_2^{cp} = t_1^H - \frac{t_2^K - t_2^H}{\ln \frac{t_1^H - t_2^H}{t_1^H - t_2^K}}. \quad (3.35)$$

Средняя температура горячего теплоносителя определяется из уравнения теплового баланса

$$\Delta t_1^{cp} = t_1^H - \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1 \tau} (t_2^K - t_2^H). \quad (3.36)$$

Если в бойлере-аккумуляторе нагрев воды производится паром, то расчетные уравнения упрощаются, т.к. температура пара  $t_n$  и количество воды  $G_2$  постоянны, а расход пара  $G_n$  со временем уменьшается. Можно записать

$$dQ = G_n (i_n - i_k) d\tau = KS (t_n - t_2^{cp}) d\tau = G_2 c_2 dt_2. \quad (3.37)$$



Коэффициент теплопередачи  $K$  в уравнении (3.36) рассчитывается как в стационарно работающем теплообменнике.

Для учета теплоты на нагрев конструкции аппарата в полученные выше формулы вместо  $G_2 c_2$  обычно подставляют полную теплоемкость аппарата, заполненного нагреваемой средой,

$$G_2 c_2 = G_3 c_3 + G_4 c_4 + G_5 c_5, \quad (3.38)$$

где  $G_3, G_4, G_5, c_3, c_4, c_5$  – массы и удельные теплоемкости нагреваемого теплоносителя, элементов конструкций аппарата и изоляции.

### 3.4. Особенности расчета компактных аппаратов с развитыми поверхностями теплообмена

Компактные аппараты с развитыми поверхностями теплообмена получили широкое распространение в промышленности и других сферах хозяйственной деятельности. Наибольшей компактностью отличаются пластинчатые теплообменники.

**Показателем компактности** теплообменников является отношение площади теплопередающей поверхности к занимаемому объему. Этот показатель составляет:

- у кожухотрубных теплообменников –  $18 \dots 80 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ;
- у трубчатых ребристых теплообменников –  $300 \dots 575 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ;
- у пластинчато-ребристых теплообменников – от 600 до нескольких тысяч.

Таким образом, применение ребристых поверхностей позволяет повысить компактность теплообменников и их удельную (отнесенную к единице объема) тепловую мощность.

Оребрение выгодно еще и тем, что развитие поверхности осуществляется за счет более тонких, чем теплопередающая стенка, ребер, которые не испытывают механических напряжений, обусловленных разницей давлений внутри и снаружи труб и обходится конструкция дешевле (из-за меньшей металлоемкости).

Развитие поверхности теплообмена за счет оребрения наиболее целесообразно в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи одного из теплоносителей намного меньше коэффициента теплоотдачи другого или если термическое сопротивление стенки намного меньше конвективных термических сопротивлений, т.е.  $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \ll \frac{1}{\alpha_1}$  или  $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \ll \frac{1}{\alpha_2}$ .

В первом случае оребрение делают со стороны теплоносителя с наименьшим коэффициентом теплоотдачи, добиваясь условия  $\alpha_1 S_1 \approx \alpha_2 S_2$ , где  $S_1$  – суммарная площадь поверхностей стенки  $S_{1\text{ст}}$  и ребер  $S_{1\text{р}}$ .

Во втором случае, применяют поверхности с двухсторонним оребрением. При это стремятся к соблюдению условий  $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \approx \frac{1}{\alpha_1 \psi_1} \approx \frac{1}{\alpha_2 \psi_2}$ ,

где  $\psi_1 = \frac{S_1}{S_{\text{лст}}}$  и  $\psi_2 = \frac{S_2}{S_{2\text{ст}}}$  – коэффициенты оребрения поверхностей со стороны первого и второго теплоносителей (у поверхностей без ребер  $\psi_1 = \psi_2 = 1$ ).

Тепловой расчет оребренных теплообменников также сводится к решению системы уравнений теплового баланса и теплопередачи.

Особенность расчета заключается в том, что при вычислении  $K$  приходится учитывать термическое сопротивление ребер, из-за которого средняя температура ребра  $t_p$ , отличается от средней температуры неоребренной части поверхности стенки  $t_{\text{ст}}$ . Кроме того, коэффициенты теплоотдачи на стенке  $\alpha_{\text{ст}}$  и на поверхности ребер  $\alpha_p$  могут быть различными. В результате суммарный тепловой поток от ребристой поверхности к среде с температурой  $t_0$  можно представить суммой

$$Q = \alpha_p S_p (t_p - t_0) + \alpha_{\text{ст}} S_{\text{ст}} (t_{\text{ст}} - t_0), \quad (3.39)$$

откуда

$$Q = (\alpha_p \eta_p S_p + \alpha_{\text{ст}} S_{\text{ст}}) (t_{\text{ст}} - t_0), \quad (3.40)$$

где  $\eta_p = (t_p - t_0) / (t_{\text{ст}} - t_0)$  – эффективность или КПД ребра, которая равна фактически отношению действительного теплового потока на поверхности ребра к максимально возможному при неограниченном увеличении теплопроводности.

Уравнение (3.39) заменяют обычно более простым

$$Q = \alpha_{\text{ср}} \eta_{\text{ор}} (t_{\text{ст}} - t_0) (S_p + S_{\text{ст}}) = \alpha_{\text{пр}} (t_{\text{ст}} - t_0) (S_p + S_{\text{ст}}), \quad (3.41)$$

где  $\alpha_{\text{ср}}$ ,  $\alpha_{\text{пр}}$  – средний и приведенный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности;  $\eta_{\text{ор}}$  – эффективность оребрения, учитывающая отличие средней температуры ребер от средней температуры стенки.

Из уравнений (3.39) и (3.40) получаем

$$\eta_{\text{ор}} = \frac{S_{\text{ст}}}{S_{\text{ст}} + S_p} \frac{\alpha_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{ср}}} + \frac{S_p}{S_{\text{ст}} + S_p} \frac{\alpha_p}{\alpha_{\text{ср}}} \eta_p, \quad (3.42)$$

или

$$\eta_{\text{ор}} = \frac{1}{\psi} \frac{\alpha_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{ср}}} + \frac{\psi - 1}{\psi} \frac{\alpha_p}{\alpha_{\text{ср}}} \eta_p. \quad (3.43)$$

В случае, когда  $\alpha_{\text{ст}} = \alpha_p = \alpha_{\text{ср}}$

$$\eta_{op} = 1 - \frac{\psi - 1}{\psi} (1 - \eta_p). \quad (3.44)$$

В реальных теплообменниках из-за некачественного контакта между ребром и стенкой появляется дополнительное термическое сопротивление. Его учитывают, умножая  $\eta_p$  на поправочный коэффициент  $c_k$ , который обычно превышает 0,8, а для накатных и литых ребер  $c_k = 1$ .

Характер изменения коэффициента теплоотдачи на поверхности ребер  $\alpha_p$  определяется геометрией межреберных каналов и режимом течения теплоносителей.

С учетом изложенного, формула для расчета коэффициента теплопередачи оребренной со стороны греющего теплоносителя поверхности имеет вид

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1np} \psi_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.45)$$

При двустороннем оребрении коэффициент теплопередачи может быть определен по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1np} \psi_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{2np} \psi_2}}. \quad (3.46)$$

В формулах (3.44) и (3.45) коэффициент теплопередачи  $K$  отнесен к поверхности несущих труб (без ребер),  $\alpha_{np} \approx \alpha_{cp} \cdot \eta_{op}$  – может быть рассчитан по специальной методике.

### **3.5. Интенсификация теплообмена в рекуперативных теплообменниках**

Вопрос интенсификации теплообмена в рекуперативных теплообменниках очень актуален.

В промышленности для интенсификации теплообмена осуществляют следующие приемы.

1. Предотвращение отложений путем систематической промывки, чистки и специальной обработки, поверхностей теплообмена, а также предварительного отделения из теплоносителей веществ и примесей, дающих отложения.

2. Продувка трубного и межтрубного пространства от инертных газов, резко снижающих теплообмен при конденсации паров.

3. Искусственная турбулизация потока. При низких значениях числа  $Re$ , соответствующих дотурбулентным режимам, можно искусственной турбулизацией потока (решетки, создание пульсаций, закручивание потока, искусственная шероховатость) достичь значений коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , соответствующих развитому турбулентному режиму. Однако, в связи со снижением эффекта, получаемого от искусственной турбулизации, при по-

вышении числа Re может наступить момент, когда темп роста сопротивления движению потока будет превалировать над темпами роста коэффициента теплоотдачи и развитие турбулентности будет экономически невыгодным.

4. Оребрение поверхности теплообмена, целесообразное как для повышения коэффициента теплоотдачи, так и для снижения массы аппарата. Поверхность оребрения, в 5...10 раз превосходящая поверхность несущих трубок, не подвержена одностороннему давлению, а поэтому ребра можно выполнять из более тонкого материала, чем стенки труб, и этим достичь значительного снижения массы аппарата и расхода металла.

5. При кипении жидкостей добиваются увеличения числа центров парообразования, большего перегрева жидкости у поверхности кипения, улучшения условий отвода пара, уменьшение доли поверхности пузырей, контактирующих с более холодными слоями жидкости. Для этого применяют ребристые трубы и каналы, поверхности с пористым покрытием, организуют кипение в тонких пленках жидкости, во взвешенных слоях твердых частиц и т.д.

6. При конденсации пара стремятся уменьшить термическое сопротивление пленки конденсата, для чего организуют процесс в каналах с малыми поперечными размерами, повышают скорость движения пара, осуществляют отвод конденсата через пористые покрытия поверхности, улучшают условия его отвода с помощью сил поверхностного натяжения, выполняя на поверхности канавки, покрывая поверхность гидрофобными веществами, ухудшающими смачиваемость поверхности, для перехода от пленочной к капельной конденсации;

7. Для увеличения скорости газовых потоков запыляют потоки прозрачных для инфракрасного излучения воздуха и других двухатомных газов твердыми частицами и подмешивают в них трехатомные и многоатомные газы.

### **3.6. Выбор оптимального варианта нормализованного рекуперативного теплообменного аппарата**

В зависимости от цели оптимизации в качестве критерия оптимальности могут быть приняты различные параметры: габариты, масса аппарата, удельные энергетические затраты и т. п. Однако, наиболее полным и надежным *критерием оптимальности* является технико-экономический показатель – сумма эксплуатационных Э и капитальных затрат  $K_z$ , отнесенных к одному году нормативного срока окупаемости  $T_n$ , или так называемые *приведенные затраты* П

$$П = \frac{K_z}{T_n} + Э. \quad (3.47)$$

В соответствии с этим критерием наиболее эффективен тот из сравниваемых аппаратов, у которого приведенные затраты минимальны.

Капитальные затраты складываются из затрат на изготовление аппарата и его монтаж, причем затраты на монтаж очень малы по сравнению со стоимостью теплообменника и ими можно пренебречь. Когда по технологической схеме работа теплообменника неразрывно связана с работой обслуживающих его насосов или компрессоров, в капитальные затраты должна быть включена их полная стоимость или ее часть, пропорциональная доле  $\beta$  мощности, затрачиваемой на преодоление гидравлического сопротивления теплообменника, от всей необходимой мощности на перемещение теплоносителя

$$K_3 = C_{TO} + \beta_1 C_{n1} + \beta_2 C_{n2} \quad (3.48)$$

где  $C_{TO}$  – цена теплообменника;  $C_{n1}$ ,  $C_{n2}$  – капитальные вложения в нагнетатели.

Эксплуатационные затраты  $\mathcal{E}$  могут быть разделены на две группы: пропорциональные капитальным затратам и не зависящие от капитальных затрат.

К первой группе относятся амортизационные отчисления, определяемые коэффициентом  $K_a$ , и расходы на текущий ремонт и содержание оборудования, определяемые коэффициентом  $K_p$ .

Ко второй группе относятся расходы энергии на привод нагнетателей и стоимость теплоносителей

$$\mathcal{E} = K_3 (K_a + K_p) + C_3 (N_1 + N_2)\tau + G_1 C_1 \tau + G_2 C_2 \tau, \quad (3.49)$$

где  $\tau$  – число часов работы оборудования в году;  $C_3$  – цена единицы электрической энергии;  $N_1$ ,  $N_2$  – мощности нагнетателей, затрачиваемые на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменников;  $G_1$ ,  $G_2$  – расходы теплоносителей;  $C_1$ ,  $C_2$  – цена единицы соответственно первого и второго теплоносителя.

Поскольку при решении задачи оптимального выбора теплообменника расходы теплоносителей  $G_1$  и  $G_2$  заданы, затраты на них могут рассматриваться как постоянные, и при поиске оптимального варианта конструкции их можно исключить. Тогда приведенные затраты на теплообменник приближенно можно рассчитать по формуле, руб/год

$$\Pi = (1/\Gamma_n + K_a + K_p)(C_T + \beta_1 C_{n1} + \beta_2 C_{n2}) + (N_1 + N_2)C_3 \tau. \quad (3.50)$$

Капитальные вложения в насос определяются по формуле, руб.

$$C_N = K_N \cdot N_{уст}, \quad (3.51)$$

где  $K_N$  – цена изготовления и монтажа единицы мощности насоса с приводом руб./кВт;  $N_{уст}$  – установочная мощность насоса, кВт.

Для одноступенчатых центробежных насосов, перекачивающих воду и другие чистые нейтральные жидкости,

$$K_N = 58,1/N_{уст}^{0,537}. \quad (3.52)$$

Таким образом, формула для определения капитальных вложений в одноступенчатые центробежные насосы, перекачивающие воду и другие чистые нейтральные жидкости, может быть записана в виде

$$C_n = K_N \cdot N_{\text{уст}} = 58,1 N_{\text{уст}}^{0,463}. \quad (3.53)$$

Число часов работы оборудования за год  $\tau = 8000$  ч.

Нормативный срок окупаемости в различных отраслях промышленности разный, например, в химической промышленности он составляет 3...5 лет.

Расчет амортизационных отчислений и расходов на ремонт оборудования для химической промышленности, может быть проведен по средним нормам – соответственно 10 и 5 % от капитальных затрат. Тогда можно принять

$$\frac{1}{T_n} + K_a + K_p \approx 0,35. \quad (3.54)$$

Цены на теплообменники различных конструкций устанавливаются соответствующим прейскурантом цен на оборудование.

При поиске оптимального варианта из нормализованного ряда аппаратов наиболее простым и надежным оказывается метод полного перебора. Этот метод, предполагающий использование ЭВМ, заключается в последовательном уточненном расчете каждого аппарата из определенной области вариантов однотипной конструкции. Часть из них, затем отбрасывается по различного рода ограничениям ( $S_{\text{необх}} > S_{\text{норм}}$ , большое гидравлическое сопротивление  $\Delta p$  и др.).

Оставшиеся конкурентоспособные варианты сравниваются по приведенным затратам с целью выбора наилучшего варианта.

При выборе нескольких начальных вариантов можно руководствоваться рекомендуемыми на основе опытных данных ориентировочными значениями коэффициента теплопередачи  $K$ , скорости теплоносителей  $v$  или критерия  $Re$ .

### Вопросы для самопроверки

1. Назовите цель теплового конструктивного расчета.
2. Какими параметрами обычно задаются при выполнении теплового конструктивного расчета?
3. Укажите последовательность проектного расчета поверхностного рекуперативного теплообменника.
4. По каким схемам осуществляется движение теплоносителей в рекуперативных теплообменниках?
5. Какие уравнения используются для определения поверхности теплообмена?
6. Напишите основное уравнение теплопередачи.

7. Как определяется среднеарифметический температурный напор в теплообменном аппарате?
8. Напишите уравнение определения среднелогарифмического температурного напора для аппаратов с прямотоком и противотоком теплоносителей.
9. Как рассчитывается коэффициент теплопередачи для плоской стенки?
10. Как рассчитывается коэффициент теплопередачи для цилиндрической стенки?
11. Как определяется величина термического сопротивления стенки и конвективные термические сопротивления?
12. Напишите уравнение теплового баланса для двух жидких теплоносителей.
13. Напишите уравнение теплового баланса для двух газообразных теплоносителей.
14. Напишите уравнение теплового баланса для двух теплоносителей, один из которых меняет фазовое состояние.
15. В чем отличие теплового поверочного расчета от теплового конструктивного?
16. В чем особенность расчета теплообменников периодического действия?
17. Напишите уравнения теплопередачи и теплового баланса для бойлера-аккумулятора.
18. Какая величина является показателем компактности теплообменников?
19. Как влияет применение ребристых поверхностей теплообмена на компактность и металлоемкость теплообменных аппаратов?
20. Что необходимо учитывать при расчете ребренных теплообменных аппаратов?
21. Назовите способы интенсификации теплообмена в рекуперативных теплообменниках.
22. Назовите критерии оптимальности при выборе варианта нормализованного рекуперативного теплообменного аппарата.

## 4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

### 4.1. Виды регенеративных теплообменников

Для повышения эффективности теплотехнологических систем, работающих в широком (до нескольких сотен градусов) интервале перепадов температур между теплоносителями, часто оказывается целесообразным применение регенеративных теплообменников.

Регенеративным теплообменным аппаратом называется устройство, в котором передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит с помощью теплоаккумулирующей массы, называемой насадкой. Периоды нагревания и охлаждения насадки продолжаются от нескольких минут до нескольких часов. Эффективность работы регенераторов определяется насадкой. Насадки могут быть самые разнообразные: диски из алюминиевой гофрированной ленты, гранулы из базальта или кварцита, сетки, кольца Рашига, кирпич и др.

Из применяемых в технике регенераторов можно выделить конструкции аппаратов, работающие в областях высоких, средних и очень низких температур.

**Регенераторы с неподвижной насадкой** из огнеупорных кирпичей (рис. 4.1) применяют в металлургической и стеклоплавильной промышленности для нагрева воздуха до  $600 \dots 1200$  °С или топлива перед сжиганием до  $400 \dots 600$  °С.

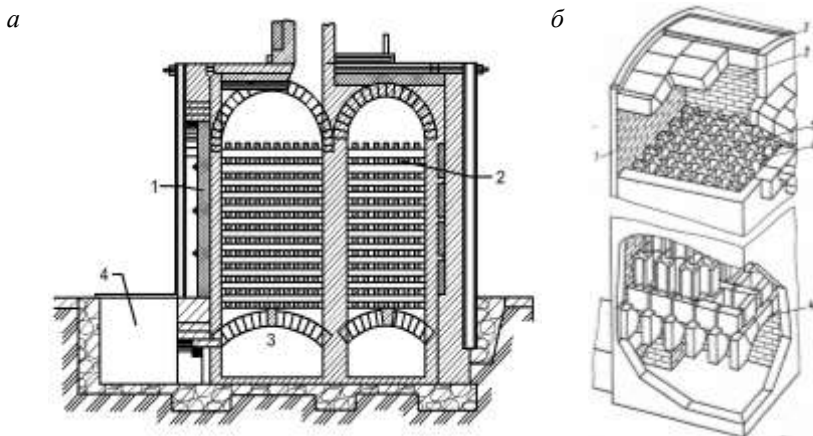


Рис. 4.1. Вертикальный регенератор:  
*а* – поперечный разрез: 1 – ниша; 2 – насадка; 3 – поднасадочный канал; 4 – приемок;  
*б* – фрагмент регенератора в аксонометрии: 1 – боковые стены; 2 – разделительная стенка; 3 – свод; 4 – поднасадочная арка; 5 – насадка; 6 – огнеупорный элемент



Поскольку регенераторы с неподвижной насадкой являются теплообменниками периодического действия, применение одного такого аппарата в промышленности затруднительно.

Для осуществления непрерывного процесса теплопередачи от одного теплоносителя к другому необходимы два регенератора: в то время как в одном из них происходит охлаждение горячего теплоносителя, в другом нагревается холодный теплоноситель. Затем аппараты переключаются, после чего в каждом из них процесс идет в обратном направлении.

На рис. 4.2 приведена схема соединения и переключения пары регенераторов.

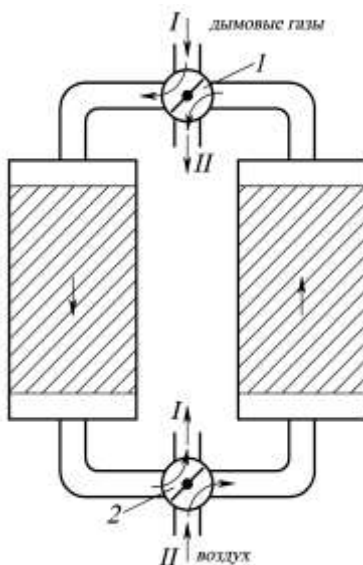


Рис. 4.2. Схема соединения и переключения пары регенераторов с неподвижной насадкой:

$I$  – горячий теплоноситель;  $II$  – холодный теплоноситель; 1, 2 – клапаны

Переключение производится поворотом клапанов (шиберов) 1 и 2. Направление движения теплоносителей указано стрелками. Обычно переключение регенераторов производится автоматически через определенные промежутки времени.

Регенераторы отличаются от рекуперативных теплообменников как конструктивно, так и способом теплообмена между двумя средами.

Они состоят из двух камер, заполненных огнеупорной насадкой из шамотного кирпича (рис. 4.1). Когда в одну из камер с холодной насадкой сверху поступают горячие отходящие от печи газы с температурой 1500...1700 °С, то отдавая теплоту насадке, они уходят в дымовую трубу

охлажденными до 400...600 °С. В это время через вторую камеру с предварительно нагретой насадкой проходит холодный воздух. Отбирая от насадки теплоту, он нагревается до температуры 600...1200 °С и поступает в печь для горения топлива. Как только в одной из камер насадка нагреется газами, а в другой охладится воздухом, происходит автоматическое переключение одной камеры с газа на воздух и второй – с воздуха на газ. Специфика конструкции и принципа передачи теплоты ограничивает применение регенераторов с неподвижной насадкой.

Недостатками теплообменников, работающих при высоких температурах, являются: громоздкость (кирпич), усложнение эксплуатации (периодическое переключение), колебание температуры в рабочем пространстве печи, смещение теплоносителей во время переключения шиберов.

Для среднетемпературных процессов в технике используют воздухоподогреватели непрерывного действия с вращающимся ротором системы «Юнгстрем».

**Регенеративные воздухоподогреватели с вращающейся насадкой** (рис.4.3) применяют в качестве воздухоподогревателей для использования теплоты дымовых газов, выходящих из котлов и печей.

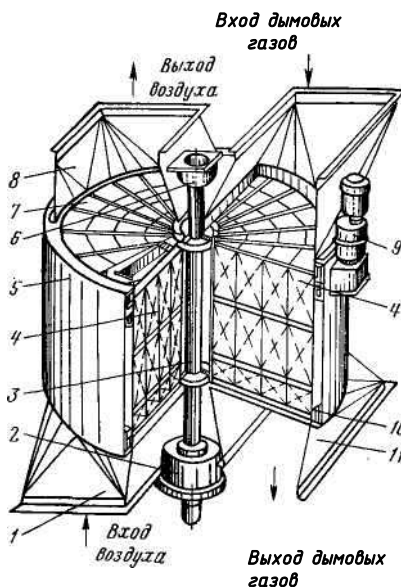


Рис. 4.3. Регенеративный воздухоподогреватель с вращающейся насадкой:

1 – короб для входа воздуха; 2 – фиксированный нижний подшипник; 3 – вал ротора; 4 – набивка; 5 – неподвижный цилиндрический корпус; 6 – верхний подшипник вала; 7 – вертикальный цилиндрический ротор; 8 – короб выхода нагретого воздуха; 9 – электропривод ротора; 10 – уплотнение; 11 – короб выхода дымовых газов

Воздух в этих воздухоподогревателях нагревается до 250...350 °С при глубоком охлаждении дымовых газов.

Регенеративный воздухоподогреватель с вращающейся насадкой представляет собой вертикальный неподвижный цилиндрический корпус 5, внутри которого расположен вращающийся ротор 7, установленный на вертикальном валу 3, который опирается на фиксированные нижний 2 и верхний 6 подшипники. Ротор состоит из вертикального цилиндрического барабана, заполненного набивкой (насадкой) 4, выполненной из гофрированных стальных листов. Ротор воздухоподогревателя разделен перегородками на секторы, а последние – на ячейки, в которые тангенциально установлены нагревательные элементы – пакеты. По высоте пакеты размещены тремя слоями.

Верхние два пакета набивки «горячего» конца ротора, каждый высотой 400 мм, расположенные в зоне входа дымовых газов и выхода горячего воздуха, выполнены из тонких листов толщиной 0,6 мм с минимальными зазорами. Набивка «холодного» конца ротора высотой 500 мм, подверженного большей коррозии, изготавливается из стальных листов толщиной 1,25 мм с большими зазорами. Поверхность теплообмена 1 м<sup>3</sup> насадки примерно 400...500 м<sup>2</sup>.

Живое сечение для прохода газов составляет около 60% общего сечения ротора, а для воздуха – 40%, при этом скорости газов и воздуха приблизительно равны. Скорость горячих газов в регенераторе составляет 7...8 м/с, скорость воздуха 7...9 м/с.

Ротор воздухоподогревателя вращается в вертикальной или горизонтальной плоскости с частотой 2...6 об/мин и попеременно омывается то горячими газами, то холодным воздухом. Он приводится во вращение от электродвигателя небольшой мощности через двухступенчатый планетарный редуктор вертикального типа, связанный с венцовой шестерней, закрепленной по окружности ротора.

Принцип работы регенеративного воздухоподогревателя основан на попеременном нагревании дымовыми газами набивки медленно вращающегося ротора и ее охлаждении потоком воздуха, т.е. при прохождении набивки через поток газов она нагревается, а затем аккумулированное тепло передается воздуху при прохождении этой части набивки через поток воздуха.

Обдувка регенеративного воздухоподогревателя от отложений летучей золы осуществляется паром с помощью многосоплового обдувочного аппарата. Для очистки и промывки подшипников во время эксплуатации предусмотрен специальный механизм для подъема ротора.

Преимущества регенераторов с вращающейся насадкой перед регенераторами с неподвижной насадкой: непрерывный режим работы, практически постоянная температура нагреваемого воздуха, сравнительно небольшие габариты и малый вес, поверхность нагрева их изготавливается из недорогих тонколистовых материалов, транспортировка и монтаж не вызывают больших затруднений.

Недостатки регенераторов с вращающейся насадкой: дополнительный расход электроэнергии, сложность конструкции и невозможность герметич-

ного отделения полости нагрева от полости охлаждения, поскольку через них проходит одна и та же вращающаяся насадка, коррозия.

Кроме того, в них трудно достичь хорошего уплотнения, препятствующего перетеканию воздуха в газовую сторону воздухоподогревателя. При величине зазора 3...4 мм переток воздуха  $\Delta\alpha = 0,1 \dots 0,15$ .

#### 4.2. Особенности теплового расчета регенераторов с неподвижной насадкой

Регенераторы, в отличие от рекуперативных теплообменников, работают в нестационарном режиме. Точный расчет их весьма сложен, поэтому в инженерной практике обычно пользуются приближенными методами расчета регенераторов, оперируя средними параметрами процесса и относя тепловые потоки не к единице времени, а к продолжительности цикла  $\tau_{\text{ц}}$ .

Периоды нагревания ( $\tau_{\text{н}}$ ) и охлаждения ( $\tau_{\text{ок}}$ ) регенераторной насадки, составляющие цикл ( $\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{н}} + \tau_{\text{ок}}$ ), могут быть равными и неравными. Обозначив средние температуры потоков теплоносителей в периоды нагревания и охлаждения насадки через  $\bar{t}_{\text{н}}$  и  $\bar{t}_{\text{ок}}$ , а соответствующие средние температуры насадки через  $\bar{\theta}_{\text{н}}$  и  $\bar{\theta}_{\text{ок}}$ , можно с некоторым приближением применить к рассматриваемому процессу, уравнения стационарной конвективной теплопередачи

$$q_{\text{ц}} = K_{\text{ц}}(\bar{t}_{\text{н}} - \bar{t}_{\text{ок}}) = \alpha_{\text{н}}\tau_{\text{н}}(\bar{t}_{\text{н}} - \bar{\theta}_{\text{н}}) = \alpha_{\text{ок}}\tau_{\text{ок}}(\bar{\theta}_{\text{ок}} - \bar{t}_{\text{ок}}), \quad (4.1)$$

где  $\alpha_{\text{н}}$ ,  $\alpha_{\text{ок}}$  – коэффициенты теплоотдачи в период нагревания и охлаждения насадки;  $K_{\text{ц}}$  – коэффициент теплопередачи, отнесенный к одному циклу.

Из уравнения (4.1) следует

$$\bar{t}_{\text{н}} - \bar{\theta}_{\text{н}} = q_{\text{ц}} / \alpha_{\text{н}}\tau_{\text{н}}; \quad (4.2)$$

$$\bar{\theta}_{\text{ок}} - \bar{t}_{\text{ок}} = q_{\text{ц}} / \alpha_{\text{ок}}\tau_{\text{ок}}. \quad (4.3)$$

Сложив левые и правые части уравнений (4.2) и (4.3), можно получить следующее выражение

$$\bar{t}_{\text{н}} - \bar{t}_{\text{ок}} - \bar{\theta}_{\text{н}} + \bar{\theta}_{\text{ок}} = q_{\text{ц}} \left( \frac{1}{\alpha_{\text{н}}\tau_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ок}}\tau_{\text{ок}}} \right). \quad (4.4)$$

Подставляя в формулу (4.4) выражение для определения плотности теплового потока  $q_{\text{ц}} = K_{\text{ц}}(\bar{t}_{\text{н}} - \bar{t}_{\text{ок}})$ , можно определить  $K_{\text{ц}}$

$$K_{\text{ц}} = \left( \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}} \cdot \tau_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ок}} \cdot \tau_{\text{ок}}}} \right) \cdot \left( \frac{\bar{t}_{\text{н}} - \bar{t}_{\text{ок}} - \bar{\theta}_{\text{н}} + \bar{\theta}_{\text{ок}}}{\bar{t}_{\text{н}} - \bar{t}_{\text{ок}}} \right) \quad (4.5)$$

При  $\bar{\theta}_{\text{н}} = \bar{\theta}_{\text{ок}}$ , регенератор называется идеальным. В этом случае

$$K'_{\text{ц}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{н}} \tau_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ок}} \tau_{\text{ок}}} \right) \quad (4.6)$$

В реальных регенераторах используется не вся теплоаккумулирующая способность регенеративной насадки, а лишь ее доля, выражаемая коэффициентом использования насадки регенератора  $\eta$ . Последний зависит от критерия Фурье

$$Fo = \frac{a \tau_{\text{ц}}}{0,25 \delta_{\text{нас}}^2} \quad (4.7)$$

где  $a$  — коэффициент температуропроводности  $\delta_{\text{нас}}$  — толщина элемента насадки.

Коэффициент использования насадки может быть рассчитан по формуле

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{1}{Fo}} \quad (4.8)$$

Очевидно, что  $\eta$  тем ближе к 1, чем меньше толщина насадки и больше ее коэффициент температуропроводности.

Формула (4.8) справедлива при синусоидальном изменении температур теплоносителей на протяжении каждого периода и является приближенной при отклонении от этой закономерности.

В практических расчетах оперируют обычно всей располагаемой поверхностью насадки  $S_{\text{нас}}$ , учитывая при этом степень ее использования при оценке  $K_{\text{ц}}$ . Поэтому  $K_{\text{ц}}$  выражают как произведение  $K'_{\text{ц}}$  на к.п.д. поверхности теплообмена  $\eta_{\text{т}}$

$$K_{\text{ц}} = K'_{\text{ц}} \eta_{\text{т}} \quad (4.9)$$

Величина  $\eta_{\text{т}}$  зависит не только от коэффициента использования насадки  $\eta_{\text{исп.нас}}$ , но и от продолжительности цикла и составляющих его периодов, теплофизических свойств и геометрии размеров элементов насадки, а также коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от греющего потока к поверхности насадки.

Теоретический анализ в сочетании с опытными данными приводит к следующей зависимости

$$\eta_T = f\left(\frac{\alpha_n \tau_n}{0,5c_n \rho_n \delta_{\text{нас}}}\eta_{\text{исп.нас}}\right), \quad (4.10)$$

где  $c_n$  и  $\rho_n$  – удельная теплоемкость и плотность греющего потока.

Эта зависимость в графическом виде приводится в литературе.

Средние температуры теплоносителей  $\bar{t}_n$  и  $\bar{t}_{\text{ок}}$ , как показывает опыт, могут быть найдены исходя из линейного изменения выходных температур теплоносителей во времени за каждый период рабочего цикла регенератора:

$$\bar{t}_n = \frac{t_n^k + t_n^h}{2}; \quad (4.11)$$

$$\bar{t}_{\text{ок}} = \frac{t_{\text{ок}}^k + t_{\text{ок}}^h}{2}. \quad (4.12)$$

где  $t_n^h$ ,  $t_{\text{ок}}^h$  – начальные температуры теплоносителей.

Требуемая поверхность насадки может быть найдена из уравнения

$$Q_{\text{ц}} = W_n(t_n^h - t_n^k) = K_{\text{ц}} \Delta t_{\text{ср}} S_{\text{нас}}, \quad (4.13)$$

где  $W_n = G \cdot c$  – водяной эквивалент греющего потока за время протекания цикла;  $\Delta t_{\text{ср}}$  – среднелогарифмическая разность температур при противотоке или прямотоке, определяемая как в рекуператорах.

### Вопросы для самопроверки

1. Опишите устройство и принцип действия регенеративных теплообменников.
2. Назовите отличия регенеративных теплообменников от рекуперативных.
3. В каких случаях целесообразно использовать регенеративные теплообменники?
4. Назовите рабочий диапазон температур регенераторов.
5. Чем определяется эффективность работы регенераторов?
6. Из каких материалов изготавливают насадки регенераторов?
7. Опишите устройство и принцип действия регенераторов с неподвижной насадкой.
8. Опишите конструкцию и принцип действия регенераторов с вращающейся насадкой.
9. Назовите цель расчета регенераторов.
10. Напишите уравнения, из которых можно определить требуемую поверхность насадки.

## **5. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ (КОНТАКТНЫЕ) ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ**

### **5.1. Области применения и особенности смесительных теплообменников**

В энергетике, а также в химической, металлургической, пищевой промышленности, при производстве строительных материалов, минеральных удобрений широкое распространение получили аппараты, в которых происходит непосредственное смешивание газообразного и жидкого теплоносителей. Такие аппараты получили название смесительные теплообменники.

Область применения подобных аппаратов весьма широка: нагревание, охлаждение, увлажнение, осушка газов, золо- и пылеулавливание, абсорбция отдельных компонентов, ректификация и т. д.

Основными особенностями смесительных теплообменников являются следующие:

- процессы охлаждения или нагрева сред сопровождаются массообменом; при этом тепло- и массообмен между теплоносителями осуществляется без разделительной поверхности между ними;

- нагрев или охлаждение сред происходит до определенного температурного предела, после достижения которого устанавливается динамическое равновесие;

- нормальная работа теплообменника возможна в относительно узком диапазоне параметров, определяемом конструкцией аппарата, соотношением расходов сред, их взаимным направлением, скоростями, способами распределения, уносом и другими факторами.

К достоинствам смесительных теплообменников можно отнести простоту конструкции, высокую интенсивность тепло- и массообмена, развитые поверхности контакта фаз, что, в свою очередь, обуславливает малые габариты аппаратов, большие объемные расходы обрабатываемого газа.

В качестве недостатков смесительных теплообменников следует отметить загрязнение одного теплоносителя другим (что часто сужает область использования теплоносителей), ограниченность предельных температур охлаждения и нагрева сред, существенные потери температурного напора, сложность организации равномерного распределения потоков.

### **5.2. Классификация смесительных теплообменников**

Классификация смесительных теплообменных аппаратов включает несколько категорий.

По *принципу работы* различают аппараты непрерывного и периодического действия. При этом доминирующее положение среди смесительных теплообменников занимают аппараты непрерывного действия.

По назначению смесительные теплообменники разделяются следующим образом.

*Смешивающие подогреватели (конденсаторы)* применяются для нагрева жидкости за счет использования теплоты воздуха, пара или газа. В этих теплообменниках часто полезно используется не только физическая теплота охлаждаемого теплоносителя (за счет существенного снижения его температуры), но и теплота конденсации части содержащихся в этом теплоносителе водяных паров.

*Градири* используются для охлаждения больших количеств циркуляционной воды от конденсаторов турбин паротурбинных тепловых электростанций за счет тепло- и массообмена при смешении этой воды с воздухом.

*Кондиционеры* применяются для термовлажностной обработки воздуха в установках кондиционирования.

*Скрубберы* (от англ. scrub – “скрести”, “чистить”) применяются для очистки воздуха или газов от пыли, золы, смолы и других примесей посредством промывания их водой.

В зависимости от *способа образования и структуры межфазовой поверхности* смесительные теплообменники подразделяются на аппараты с капельной, пленочной, пенной и пузырьковой межфазовой поверхностью.

В зависимости от *конструктивных признаков* смесительные теплообменники классифицируются следующим образом.

*Полые* (безнасадочные) колонны или камеры, в которых распыливание жидкости в газовую среду осуществляется форсунками. В таких аппаратах контакт жидкости и газа происходит на поверхности капель распыляемой жидкости.

Также к аппаратам распыливающего типа относят *скоростные прямоточные* аппараты, например, абсорберы (скрубберы) Вентури. В таких теплообменниках распыление жидкости производится непосредственно газовым потоком.

*Пленочные* смесительные теплообменники, в которых тепло- и массообмен происходит между газом и жидкостью, текущей по твердой вертикальной или наклонной стенке. К таким аппаратам относятся, например, *трубчатые абсорберы, абсорберы с плоскопараллельной или листовой насадкой*.

*Тарельчатые* аппараты (барботажные или пенные), имеющие внутри горизонтальные полки или перегородки (тарелки). В таких теплообменниках жидкость подается в верхнюю часть аппарата и движется вниз под действием сил гравитации, перемещаясь от тарелки к тарелке через специальные устройства для перетока жидкости, а газ движется снизу-вверх.

*Насадочные* смесительные теплообменники, представляющие собой колонны, заполненные насадкой, на смоченной поверхности которой происходит контакт газа с жидкостью. В качестве насадки используются твердые тела различной формы: кольца, седла, шары, спирали, рейки и др. Насадка



используется для того, чтобы обеспечить распределение жидкости по развитой поверхности для увеличения поверхности контакта между газом и жидкостью.

### 5.3. Устройство и принцип действия смесительных теплообменников

Широко распространены в промышленности **безнасадочные форсуночные смесительные теплообменники** (полые скрубберы). Эти теплообменники часто используются не только в качестве охладителей газа, но и как достаточно эффективные пыле- золоуловители. Принципиальная схема безнасадочного форсуночного смесительного теплообменника представлена на рис. 5.1.

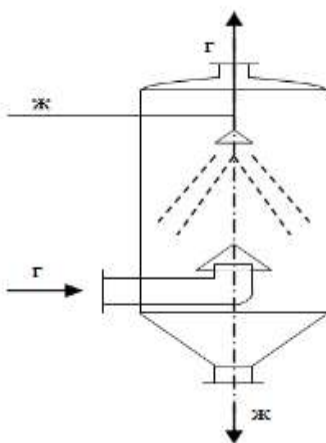


Рис. 5.1. Принципиальная схема безнасадочного форсуночного смесительного теплообменника

Полый скруббер представляет собой колонну круглого или прямоугольного сечения. Орошающая жидкость распыляется в поток газа механическими форсунками. При этом факелы распыла должны перекрывать все поперечное сечение скруббера. По направлению движения газов и жидкости безнасадочные форсуночные смесительные теплообменники подразделяются на прямоточные, противоточные и с поперечным подводом жидкости. Прямоточные теплообменники широко используются в качестве охладителей газа. В качестве пыле- золоуловителей обычно применяются противоточные полые скрубберы и реже – скрубберы с поперечным подводом жидкости.

Величина скорости потока газов в аппаратах без каплеуловителей составляет 0,6...1,5 м/с. Если для уменьшения уноса жидкости в скруббере предусмотрена установка каплеуловителей, скорость газа может достигать значений 5...8 м/с.

Достоинствами полых скрубберов являются простота их конструкции, достаточно высокие значения объемного коэффициента теплопередачи ( $k_v = 6 \dots 8 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ ), достаточно широкий диапазон регулирования параметров, возможность работы с загрязненной орошающей водой, большие расходы обрабатываемого газа. В качестве недостатка безнасадочных форсуночных смесительных теплообменников по сравнению с другими типами контактных теплообменников можно отметить большие габариты аппаратов.

**Скоростные прямоточные абсорберы** (скрубберы Вентури) чаще всего используются не для охлаждения газов, а как высокоэффективные пылеуловители. Принцип действия этих аппаратов основан на интенсивном дроблении газовым потоком, движущимся со скоростью  $40 \dots 150 \text{ м/с}$ , орошающей его жидкости.

Основным элементом скоростных прямоточных абсорберов (рис. 5.2) является труба Вентури, состоящая из конфузора, горловины и диффузора. Конфузор служит для разгона газов. Перед ним или непосредственно в нем чаще всего размещается оросительное устройство. В горловине происходит дробление жидкости потоком газов и, при использовании аппарата в качестве пылеуловителя, осаждение частиц пыли на каплях воды. В диффузоре за счет снижения скорости восстанавливается часть давления, затраченного на создание высокой скорости газа в горловине.

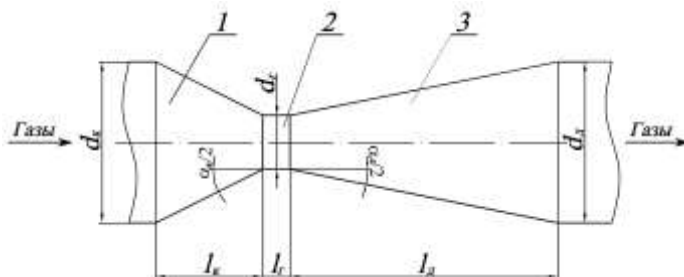


Рис. 5.2. Труба Вентури:  
1 – конфузор; 2 – горловина; 3 – диффузор

Ярко выраженная гидродинамическая нестационарность при каплеобразовании значительно интенсифицирует тепломассообмен в скрубберах Вентури. Значения объемного коэффициента теплоотдачи в расчете на единицу объема трубы Вентури при скоростях в горловине трубы  $85 \dots 140 \text{ м/с}$  изменяются в пределах  $(100 \dots 160) \cdot 10^3 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ . При этом необходимо отметить, что повышение скорости газа в горловине трубы не только интенсифицирует процесс теплообмена, но и существенно увеличивает затраты энергии на преодоление гидравлического сопротивления и транспорт газа.

Применяемые в промышленности конструкции скрубберов Вентури отличаются сечением и длиной горловины, способом подвода орошающей жидкости, компоновкой и т.д.

В зависимости от способа подвода орошающей жидкости (рис. 5.3) выделяют следующие основные типы аппаратов: с центральным (форсуночным) подводом жидкости в конфузор или перед ним; с периферийным орошением (в конфузоре или в горловине); с пленочным орошением; с подводом жидкости за счет энергии газового потока.

По конфигурации поперечного сечения трубы Вентури подразделяются на круглые, щелевые и кольцевые. Круглые трубы Вентури в основном применяются при малых расходах газов. При больших расходах газов целесообразно применять трубы Вентури с кольцевой горловиной и центральным подводом орошения или щелевые трубы Вентури с пленочным орошением. Иногда при больших расходах газов применяют батарейные или групповые компоновки скрубберов Вентури.

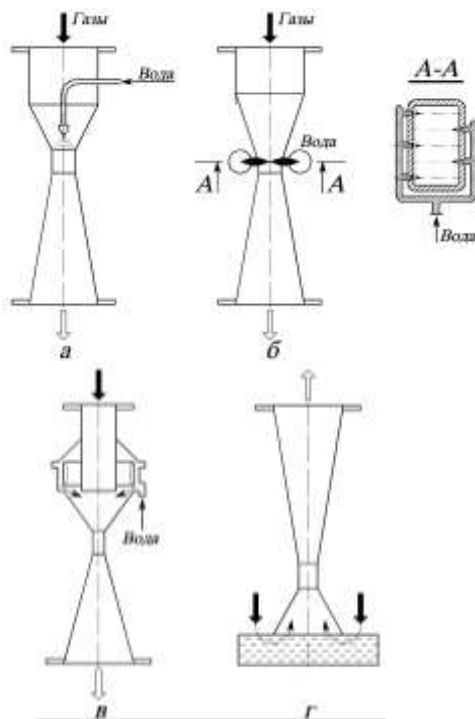


Рис. 5.3. Конструкции труб Вентури:

*а* – центральный форсуночный подвод жидкости; *б* – периферийное орошение;  
*в* – пленочное орошение; *г* – бесфорсуночное орошение

Оптимальная с точки зрения аэродинамики конфигурация трубы Вентури обеспечивается при следующих соотношениях размеров ее элементов (обозначения см. рис. 5.2):  $\alpha_k = 25-28^\circ$ ;  $l_k = (d_k - d_r) / 2 \tan \frac{\alpha_k}{2}$ ;  $l_r = 0,15 d_r$ ;  $\alpha_d = 6-7^\circ$ ;  $l_d = (d_d - d_r) / 2 \tan \frac{\alpha_d}{2}$ . Однако по конструктивным соображениям применение находят и трубы с размерами, существенно отличающимися от оптимальных.

В **пленочных смесительных теплообменниках** (рис. 5.4) поверхностью контакта фаз является поверхность жидкости, текущей по твердой, обычно вертикальной, стенке. К этому виду аппаратов относятся трубчатые абсорберы и абсорберы с плоскопараллельной или листовой насадкой.

Трубчатые абсорберы (рис. 5.4, а) по устройству аналогичны кожухотрубным теплообменникам. В этих аппаратах жидкость поступает на верхнюю трубную решетку, распределяется по трубам и стекает по их внутренней поверхности в виде тонкой пленки. Газ движется по трубам снизу вверх навстречу стекающей жидкой пленке. В случае необходимости отвода теплоты в межтрубное пространство теплообменника подают охлаждающий агент, например, воду.

В абсорберах с плоскопараллельной насадкой (рис. 5.4, б) пакет листовой насадки в виде вертикальных листов помещается в колонну, в верхней части которой находятся распределительные устройства, обеспечивающие равномерное смачивание листовой насадки с обеих сторон.

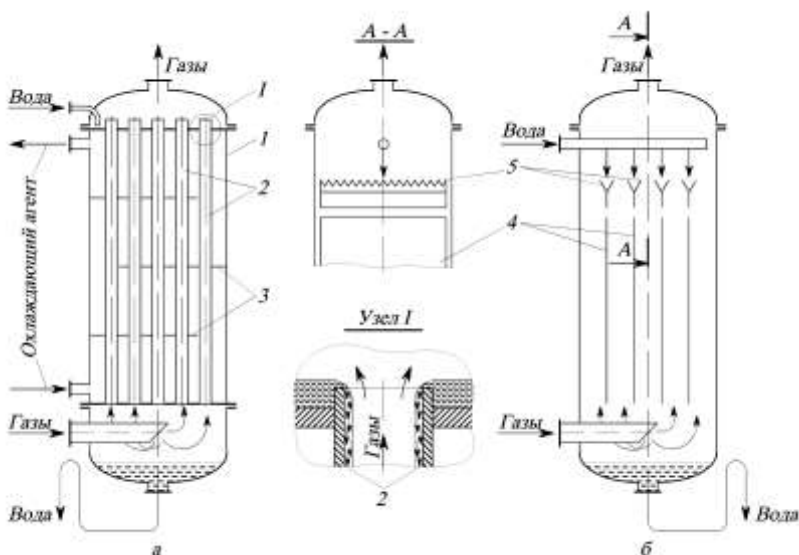


Рис. 5.4. Пленочные смесительные теплообменники:

а — трубчатый; б — с плоскопараллельной насадкой; 1 — корпус; 2 — трубки; 3 — сегментные перегородки; 4 — пакеты листовой насадки; 5 — распределительное устройство

**Тарельчатые смесительные теплообменники** обычно представляют собой вертикальные колонны круглого сечения, внутри которых на определенном расстоянии друг от друга размещаются горизонтальные перегородки – тарелки. Тарелки служат для развития поверхности контакта фаз при направленном движении этих фаз и многократном взаимодействии жидкости и газа.

В зависимости от способа слива жидкости с тарелки тарельчатые теплообменники подразделяют на аппараты, в которых установлены тарелки со сливными устройствами, и на аппараты, в которых используются тарелки без сливных устройств (аппараты с неорганизованным сливом жидкости).

К тарельчатым колоннам со сливными устройствами (рис. 5.5) могут быть отнесены аппараты с колпачковыми, ситчатыми и клапанными тарелками, имеющими специальные устройства для перетока жидкости с одной тарелки на другую (сливные трубки, карманы и др.). С целью предотвращения прохождения газа через сливное устройство нижний конец каждого такого устройства погружают в жидкость, протекающую по тарелке, расположенной ниже, создавая тем самым гидрозатвор.

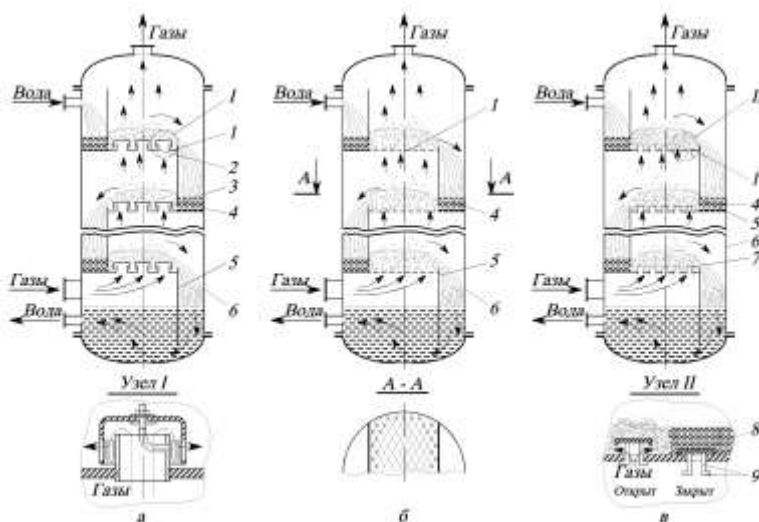


Рис. 5.5. Тарельчатые колонны со сливными устройствами:

- а* – с колпачковыми тарелками; *б* – с ситчатыми переточными тарелками; *в* – с клапанными тарелками; 1 – тарелки; 2 – газовые (паровые) трубки; 3 – круглые колпачки; 4 – гидрозатворы; 5 – переточные перегородки или трубы с порогами; 6 – корпус колонны; 7 – клапаны; 8 – диск клапана; 9 – ограничители подъема клапана

Принцип работы смесительных тарельчатых теплообменников со сливными устройствами следующий. Жидкость подается на верхнюю тарелку и движется по ней к сливному устройству, по которому переливается на ниже-

расположенную тарелку. Далее на каждой тарелке этот процесс повторяется. Переливные устройства на тарелках располагают таким образом, чтобы жидкость на соседних по высоте аппарата тарелках протекала во взаимопротивоположных направлениях. Отводится жидкость из нижней части колонны.

Газ поступает в нижнюю часть аппарата, проходит через отверстия для перепуска газа в специальных устройствах тарелок (прорези колпачков, отверстия, щели, клапаны и т.д.) и попадает в слой жидкости, протекающей по тарелке. Процессы тепло- и массопереноса в таких теплообменниках происходят на поверхности контакта жидкой и газообразной фаз. Пройдя через все тарелки, газ удаляется из верхней части аппарата.

Наибольшее влияние на эффективность тарелок любых конструкций оказывают гидродинамические условия их работы. Эти условия в основном зависят от скорости газа. В связи с этим различают три основных гидродинамических режима работы тарельчатых аппаратов: пузырьковый (барботажный), пенный и струйный (инжекционный). Эти режимы различаются структурой газожидкостного слоя на тарелке, которая и определяет его гидравлическое сопротивление, высоту и поверхность контакта фаз на тарелке.

*Пузырьковый* режим, который часто называют *барботажным*, возникает при небольших скоростях газа. В этом режиме газ движется через слой жидкости в виде отдельных пузырьков. Необходимо отметить, что поверхность контакта фаз в этом режиме невелика.

*Пенный* режим возникает при увеличении скорости газа до величины, когда пузырьки газа, выходящие из перепускных отверстий, сливаются в струи, которые вследствие сопротивления барботажного слоя разрушаются на некотором расстоянии от места истечения с образованием большого числа мелких пузырьков. При этом на тарелке образуется пена, которая, однако, является нестабильной и разрушается сразу же после прекращения подачи газа. Основной поверхностью контакта фаз в такой системе является поверхность пузырьков, а также струй газа и капель жидкости над газожидкостной системой. Последние образуются при разрушении пузырьков газа в момент их выхода из барботажного слоя. Поверхность контакта фаз при пенном режиме наибольшая, поэтому пенный режим является наиболее рациональным режимом работы тарельчатых смесительных теплообменников.

*Струйный (инжекционный)* режим возникает при еще большем увеличении скорости газа, когда увеличивается длина газовых струй и наступает такой режим, при котором эти струи выходят из газожидкостного слоя, не разрушаясь, но образуя большое количество брызг. В этом режиме поверхность контакта фаз существенно меньше, чем в пенном.

В колоннах с тарелками без сливных устройств (рис. 5.6) газ и жидкость проходят через одни и те же отверстия или щели в тарелках. При этом одновременно с взаимодействием фаз на тарелке происходит сток жидкости на тарелку, расположенную ниже (“проваливание” жидкости). Поэтому тарелки такого типа получили название *провальные тарелки*.

Гидродинамические режимы работы провальных тарелок специфичны тем, что нормальная их работа возможна только после достижения определенной скорости газа. При низких скоростях газа жидкость на тарелке не задерживается, так как мала сила трения на поверхности контакта жидкости и газа. При достижении некоторой скорости гидравлическое сопротивление скачкообразно увеличивается. Это происходит из-за того, что на поверхности тарелки появляется слой жидкости. Такой режим работы имеет место при скоростях газа, находящихся в определенном диапазоне. При этом на тарелке могут возникать рассмотренные выше гидродинамические режимы: пузырьковый, пенный, струйный. Образование режимов зависит от ряда факторов – размеров отверстий или щелей в тарелке, расходов жидкости и др. Если значение скорости газа выйдет за рамки определенного диапазона в большую сторону, может наблюдаться резкое возрастание количества жидкости на тарелке. В этом случае, наступит захлебывание тарелки. При небольших расходах жидкости, большом свободном сечении тарелки и больших диаметрах отверстий или больших размерах щелей гидравлическое сопротивление тарелки увеличивается монотонно, но при этом существенно возрастает брызгоунос.

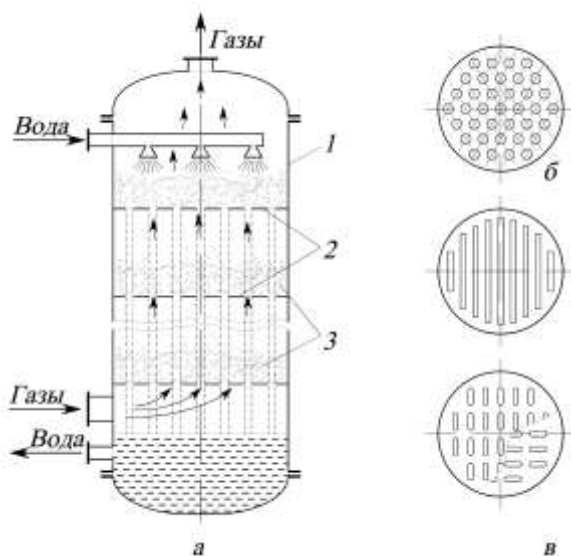


Рис. 5.6. Тарельчатая колонна с провальными тарелками:  
*а* – устройство колонны; *б* – дырчатая провальная тарелка; *в* – решетчатые (щелевые) провальные тарелки; *1* – корпус колонны; *2* – провальные тарелки; *3* – газожидкостная дисперсия (пена)

Скорости газа, соответствующие началу работы провальных тарелок и их захлебыванию можно определить из уравнения:

$$Y = Ae^{-4X}, \quad (5.1)$$

В уравнении (5.1)

$$Y = \frac{w^2}{gd_3 F_{\text{св}}^2} \cdot \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \mu_{\text{ж}}^{0,16}; \quad X = \left( \frac{L'}{G'} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left( \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{\frac{1}{8}},$$

где  $w$  – скорость газа, м/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $d_3$  – эквивалентный диаметр отверстия или щели, м;  $F_{\text{св}}$  – площадь свободного сечения тарелки, м<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;  $\rho_{\text{г}}$ ,  $\rho_{\text{ж}}$  – соответственно плотность газа и жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_{\text{ж}}$  – коэффициент динамической вязкости жидкости, мПа·с;  $L'$ ,  $G'$  – расходы жидкости и газа, кг/с;  $A$  – параметр.

Самыми распространенными типами провальных тарелок являются дырчатые и решетчатые (щелевые) тарелки (рис. 5.6, б, в). Это обусловлено простотой их устройства, монтажа, низким по сравнению с другими типами провальных тарелок гидравлическим сопротивлением.

Дырчатые тарелки (рис. 5.6, б) аналогичны по конструкции ситчатым тарелкам, но отличаются от них отсутствием сливных устройств. Диаметр отверстий в этих тарелках обычно составляет 4...10 мм, а иногда достигает 15...20 мм. Это позволяет существенно увеличить нагрузки по жидкости и газу при незначительном гидравлическом сопротивлении. Суммарная площадь свободного сечения  $F_{\text{св}} = 10...15\%$ , а в тарелках с  $d_3 = 20...25$  мм эта величина может быть существенно большей. В таком случае диапазон устойчивой работы тарелок весьма невелик. Величина параметра  $A$  в уравнении (5.1) для нижнего предела работы тарелок составляет 2,95, а для верхнего – 10.

Решетчатые тарелки (рис. 5.6, в) имеют, как правило, выштампованные щели шириной 3...8 мм. Величины параметра  $A$  в уравнении (5.1) для нижнего и верхнего пределов работы таких тарелок такие же, как для дырчатых тарелок.

**Насадочные смесительные теплообменники** получили наибольшее применение в промышленности. Эти аппараты более компактны, чем безнасадочные смесительные теплообменники. Однако они обладают большим гидравлическим сопротивлением. Насадочные теплообменники представляют собой колонны, заполненные насадкой – твердыми телами различной формы (рис. 5.7).

В насадочной колонне насадка укладывается на опорные решетки, имеющие отверстия или щели для прохождения газа и стока жидкости, которая подается в колонну посредством распределительного устройства, орошает насадку и стекает по поверхности тел, заполняющих насадку, в виде тонкой пленки вниз. Жидкость имеет тенденцию растекаться от центральной части колонны к ее стенкам. Причем чем больше высота насадки, тем менее равномерно будет распределяться жидкость по сечению колонны, смещаясь от оси к периферии. По этой причине насадка в колонну загружается секция-



ми высотой в четыре–пять диаметров колонны, а между секциями устанавливаются устройства для перераспределения жидкости, направляющие жидкость от периферии колонны к ее оси.

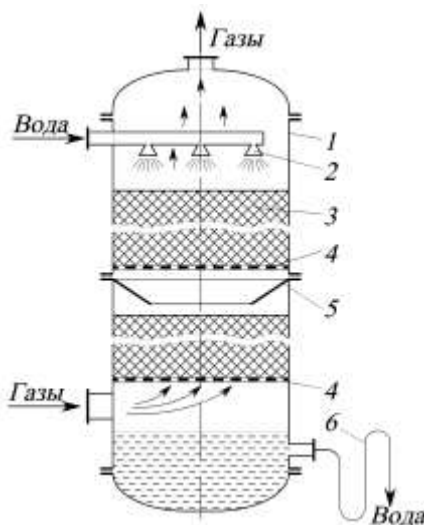


Рис. 5.7. Насадочный смесительный теплообменник:  
1 – корпус колонны; 2 – устройство для распределения жидкости; 3 – насадка;  
4 – опорные решетки; 5 – устройство для перераспределения жидкости;  
6 – гидравлические затворы

Газ поступает обычно в нижнюю часть колонны, что позволяет осуществить противоток фаз.

Насадка предназначена для распределения жидкости по развитой поверхности и тем самым обеспечивает большую поверхность контакта между газом и жидкостью. Для того чтобы насадка работала эффективно, она должна удовлетворять следующим (в некоторых моментах противоречащим друг другу) требованиям: хорошо смачиваться орошающей жидкостью; оказывать малое гидравлическое сопротивление газовому потоку; создавать возможность для высоких нагрузок аппарата по жидкости и газу; иметь малую плотность; равномерно распределять орошающую жидкость; быть стойкой к агрессивным средам; обладать высокой механической прочностью; иметь невысокую стоимость.

В насадочных теплообменниках используют большое число разнообразных по форме и размерам насадок (рис. 5.8), изготовленных из различных материалов (металла, керамики, пластмасс и др.), которые удовлетворяют основным требованиям, наиболее важным для того или иного функционального назначения теплообменника.

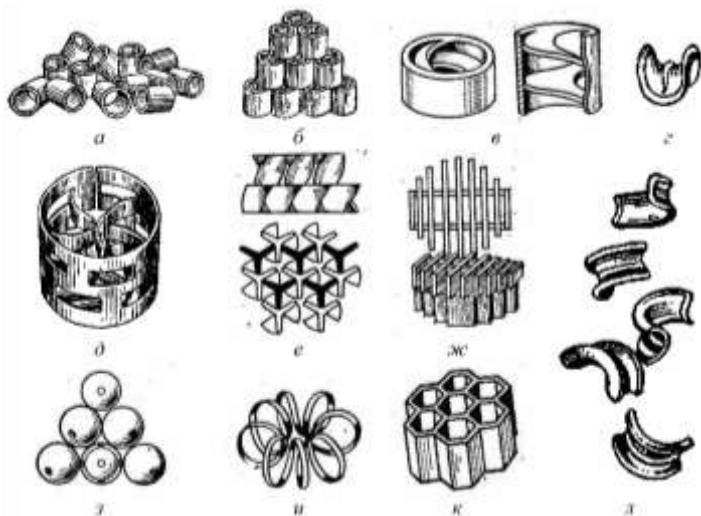


Рис. 5.8. Виды насадки для смешивательных теплообменников:

*а* – насыпанные навалом кольца Рашига; *б* – регулярная насадка из колец с перегородками; *в* – кольца с внутренними спиралями; *г* – седла Берля; *д* – кольца Палля; *е* – пропеллерная насадка; *ж* – хордовая насадка; *з* – шары; *и* – спирали; *к* – керамические блоки; *л* – седла “Инталокс”

Наиболее широко в качестве насадки используются тонкостенные кольца Рашига, имеющие высоту, равную диаметру. Диаметр колец Рашига может составлять от 15 до 150 мм. Кольца малых размеров засыпают в колонну навалом. Кольца диаметром, превышающим 50 мм, укладывают правильными рядами, сдвинутыми друг относительно друга (регулярная насадка). По сравнению с насадкой, насыпанной в колонну навалом, регулярная насадка обладает меньшим гидравлическим сопротивлением и допускает более высокие скорости газа. Однако регулярная насадка требует более сложных по устройству оросителей, чем насадка, насыпанная навалом.

В случае загрязненных сред целесообразно применять регулярные насадки. Для этих сред можно также использовать так называемые теплообменники с плавающей насадкой, в которых в качестве насадки применяют легкие шары, выполненные из полимерных материалов. При достаточно высоких скоростях газа эти шары переходят во взвешенное состояние. Вследствие их интенсивного взаимодействия такая насадка практически не загрязняется.

#### 5.4. Контактно-поверхностные теплообменники

В настоящее время наряду с контактными теплообменниками по тем или иным причинам применяют комбинированные контактнo-поверхностные теплообменники, в которых имеют место как процессы тепло- и массообмена

при непосредственном контакте фаз, так и конвективный теплообмен между теплоносителями через разделяющую их поверхность. Наиболее часто эти теплообменники устанавливаются в тепловых источниках систем теплоснабжения, в качестве конденсационных экономайзеров используемых здесь котлов.

Примером такого теплообменника является конвективно-контактный теплоутилизатор, разработанный ПО «Союзхимпромэнерго» (рис. 5.9).

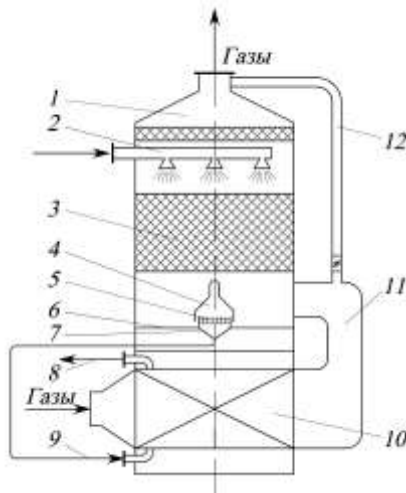


Рис. 5.9. Схема конвективно-контактного теплоутилизатора конструкции ПО «Союзхимпромэнерго»:

1 – контактная часть; 2 – разбрызгивающее устройство; 3 – слой насадки; 4 – дегазатор; 5 – сито; 6 – поддон; 7 – конусный бачок; 8 – выход воды из конвективного теплообменника; 9 – вход воды в конвективный теплообменник; 10 – конвективный теплообменник (поверхностная часть); 11 – газовый короб; 12 – перепускной газоход

Химически очищенная вода через распределительный коллектор подается на разбрызгивающее устройство контактной части аппарата и растекается навстречу дымовым газам по кольцам Рашига. Дымовые газы сначала проходят по трубкам конвективного теплообменника, затем поступают в контактную часть и удаляются через дымовую трубу. На соединительном газовом коробе от конвективной к контактной части аппарата предусмотрен перепускной газоход. Он позволяет осуществить перепуск излишков дымовых газов после поверхностного теплообменника к дымовой трубе, минуя контактный водонагреватель. Вода, нагретая в контактной части до  $50\ldots 60^{\circ}\text{C}$ , стекает на поддон, затем поступает на сито и тонкими струями падает в конусный бачок, из которого по двум трубопроводам самотеком сливается в нижнюю часть межтрубного пространства конвективного теплообменника. Здесь вода дополнительно нагревается до  $60\ldots 70^{\circ}\text{C}$  и по двум трубопроводам удаляется из верхней его части. Для частичного удаления газовоздушной

смеси в контактной части аппарата предусмотрен колпак-дегазатор, присоединенный специальным трубопроводом к всасывающему газоходу дымососа.

Преимуществом теплоутилизатора данной конструкции перед насадочными смесительными теплообменниками является возможность нагрева в нем воды до более высокой температуры. Недостатком – большая удельная масса, в связи с использованием в нем поверхностного теплообменника.

В системах, в которых не допускается использование воды, загрязненной компонентами, содержащимися в продуктах горения топлива, например, в открытых системах горячего водоснабжения, возникает необходимость применения двухконтурной схемы, то есть сочетания контактного теплоутилизатора с промежуточным поверхностным теплообменником. Промежуточный теплообменник по отношению к контактной камере теплоутилизатора может быть выносным, размещенным вне камеры, и встроенным, размещенным внутри контактной камеры. При этом выносной промежуточный теплообменник либо устанавливается вне теплоутилизатора, то есть не входит в его состав, либо является элементом теплоутилизатора.

Примером контактно-поверхностного теплоутилизатора с выносным промежуточным теплообменником, устанавливаемым вне теплоутилизатора, является конструкция двухконтурного экономайзерного агрегата АЭ–0,6 тепловой производительностью 0,6 МВт (рис. 5.10).

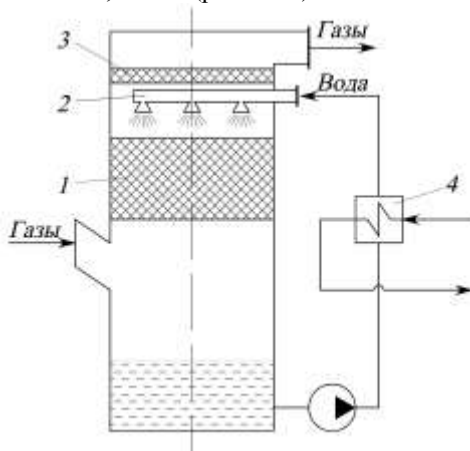


Рис.5.10. Принципиальная схема теплоутилизатора АЭ–0,6:

1 – рабочий насадочный слой из керамических колец; 2 – оросительные трубы; 3 – каплеулавливающий насадочный слой; 4 – промежуточный водо-водяной теплообменник

Этот аппарат состоит из контактного экономайзера квадратного сечения со встроенным декарбонизатором воды и выносного промежуточного теплообменника: восемь секций скоростного водо-водяного подогревателя,

устанавливаемых в специальных нишах корпуса экономайзера по четыре с каждой стороны.

Примером контактно-поверхностного теплоутилизатора с выносным промежуточным теплообменником, являющимся элементом самого теплоутилизатора, является модернизированный агрегат АЭМ-0,6 (рис. 5.11).

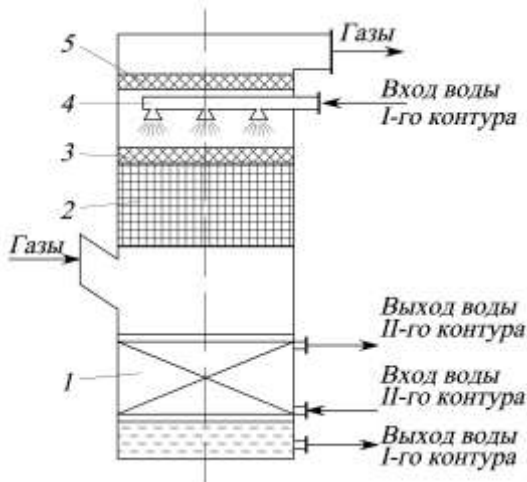


Рис. 5.11. Схема контактно-экономайзерного агрегата АЭМ-0,6:  
1 — промежуточный водо-водяной теплообменник; 2 — рабочий слой кольцевых насадок, уложенных рядами; 3 — рабочий слой кольцевых насадок, нагруженных навалом; 4 — водораспределитель; 5 — каплеулавливающий насадочный слой

Этот аппарат состоит из двух основных узлов: контактного экономайзера со встроенным декарбонизатором и промежуточного теплообменника. Промежуточный теплообменник представляет собой восемь секций скоростного водо-водяного подогревателя с профильными латунными трубами, имеющими кольцевую накатку.

Особенностью модернизированного агрегата АЭМ-0,6 является то, что секции промежуточного теплообменника устанавливаются не вне корпуса, а внутри него и при этом омываются небольшим количеством дымовых газов. Подобное использование байпасных газов рационально, поскольку позволяет при наружной установке агрегата не опорожнять теплообменник при кратковременных его остановках и тем самым облегчает его эксплуатацию.

Основным преимуществом контактно-поверхностных теплоутилизаторов типа АЭ по сравнению с контактными насадочными теплообменниками является значительно расширенная область применения нагретой воды.

Классическим примером контактно-поверхностного теплоутилизатора с промежуточным теплообменником, размещенным непосредственно внутри

контактной камеры, является так называемый контактный теплообменник с активной насадкой (КТАН) рис. (5.12).

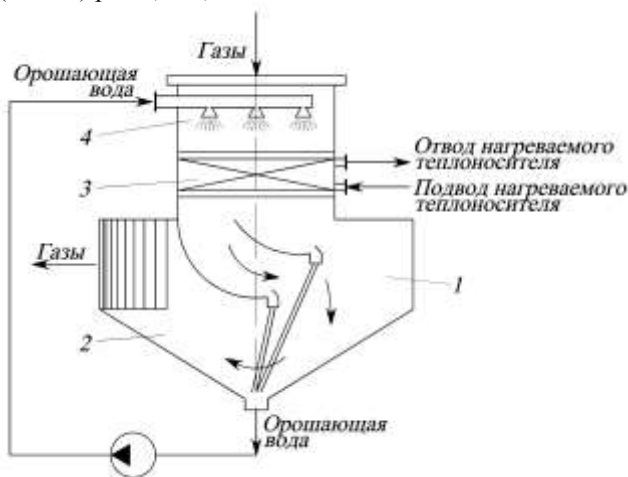


Рис. 5.12. Принципиальная схема КТАН:

1 – корпус; 2 – сепарирующее устройство; 3 – активная насадка (промежуточный теплообменник); 4 – камера орошения

По своему назначению КТАН является многоцелевым аппаратом. Он может использоваться как теплоутилизатор. В этом случае этот аппарат устанавливается за котлами, промышленными печами и сушилками с целью утилизации теплоты отходящих газов. Также КТАН может использоваться как подогреватель воздуха в системах воздушного отопления корпусов, а, кроме того, КТАН является достаточно эффективным устройством для очистки газов от содержащихся в них вредных соединений.

КТАН-утилизатор включает в себя систему орошения, активную насадку, выполненную в виде пучка водоохлаждаемых труб, закрепленных в трубных досках, и сепарационное устройство. Корпус КТАН изготавливается из листовой стали. Насадка аппарата может быть выполнена в несколько слоев, при этом в каждом слое может производиться нагрев своего теплоносителя (исходной воды, химически очищенной воды, воды для нужд горячего водоснабжения). При этом нагреваемый теплоноситель не контактирует непосредственно с продуктами сгорания, то есть не происходит загрязнения теплоносителя, направляемого потребителю, компонентами, входящими в состав охлаждаемых газов.

Пучок труб выполняет две функции: насадки, предназначенной для создания развитой поверхности взаимодействия жидкой и газовой фаз, и поверхности теплообмена для нагреваемой среды. Поверхность, внутри которой протекает нагреваемый теплоноситель, участвует в процессе теплообмена и

оказывает влияние на тепломассообменные процессы, протекающие в двухфазной системе газ–орошающая жидкость. Поэтому такую насадку называют активной в противопоставление традиционным насадкам (см. рис. 5.8), которые предназначены только для создания развитой поверхности взаимодействия фаз.

Принцип работы аппарата следующий. Отходящие от тепловых агрегатов газы поступают в верхнюю часть теплообменника, проходят камеру орошения, в которой смешиваются с распыляемой жидкостью и попадают на трубный пучок – активную насадку. В камере орошения начинаются процессы тепло- и массообмена между газами и каплями жидкости. На поверхности активной насадки тепломассообменные процессы усложняются, поскольку к процессам, протекающим при непосредственном контакте газов и жидкости (охлаждение и увлажнение газов, нагрев и частичное испарение жидкости), добавляются процессы теплообмена между каждой из фаз и нагреваемым теплоносителем, протекающим по трубкам активной насадки. Пройдя насадку, влажные газы поступают в сепарационное устройство, в котором происходит отделение от газов капель воды, и затем отводятся в атмосферу.

В сравнении с теплоутилизаторами типа АЭ контактный теплообменник с активной насадкой выигрывает в том, что устройство встроенной теплообменной поверхности делает агрегат более компактным и уменьшает расход металла на изготовление собственно теплообменника.

При этом особенностью схемы с КТАН по сравнению с традиционной схемой является то, что процессы теплообмена газа с орошающей жидкостью и последней с нагреваемой водой происходят одновременно на одной поверхности теплообмена. Поэтому невозможно осуществить термодинамически выгодный противоток обеих пар теплоносителей: газ – орошающая жидкость, орошающая жидкость – нагреваемая вода. В КТАН соблюдается противоток лишь при теплообмене пары орошающая жидкость – нагреваемая вода, а между газом и орошающей жидкостью имеет место прямоток. Кроме того, конструкция КТАН не позволяет обеспечить наиболее глубокую утилизацию теплоты отходящих газов при одновременном получении выходных параметров нагреваемого теплоносителя, необходимых для его широкого использования. То есть для обеспечения наиболее глубокого охлаждения газов и использования теплоты конденсации большей части содержащихся в газах водяных паров необходимо подавать нагреваемый теплоноситель в трубный пучок с как можно меньшей начальной температурой. Но при этом конструкция теплообменника не позволяет получить температуру нагреваемого теплоносителя на выходе из трубного пучка, достаточную для использования этого теплоносителя для полезных целей. При повышении же температуры нагреваемого теплоносителя на входе в трубный пучок газы не будут охлаждаться до значений температуры, при которых наиболее полно может быть использована теплота содержащихся в них водяных паров. Таким обра-

зом, достижение глубокой утилизации теплоты отходящих газов в КТАН не представляется возможным.

Независимо от конструктивной схемы обе конструкции (АЭ и КТАН) имеют общие для любого контактно-поверхностного экономайзера недостатки: более низкие, чем у контактных теплообменников, технико-экономические показатели, что обусловлено увеличением капитальных вложений, уменьшением теплопроизводительности при одинаковых количествах и начальных параметрах газов, а также увеличением срока окупаемости затрат на установку. В контактно-поверхностных агрегатах потребуются решать вопросы защиты от коррозии всего циркуляционного контура в гораздо большей степени, чем в контактных экономайзерах. Главным образом это относится к КТАН, так как в этих теплообменниках не предусмотрен декарбонизатор воды.

Многие из указанных недостатков успешно устраняются в контактно-рекуперативном теплообменнике (КРТ), разработанном сотрудниками Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. Схема теплообменника представлена на рис. 5.13. КРТ предназначен для комплексной или избирательной обработки уходящих от теплоэнергетического оборудования газов, заключающейся в глубокой утилизации теплоты и улавливании вредных газообразных компонентов.

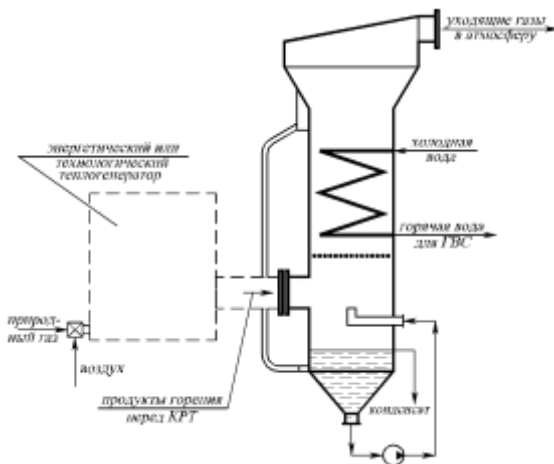


Рис. 5.13. Принципиальная схема КРТ

Принцип работы КРТ следующий. Горячие уходящие газы поступают в корпус аппарата и, двигаясь вверх через факелы диспергированного конденсата, захватывают капли конденсата и выносят их на опорно-распределительную решетку, над которой происходит инверсия фаз: если под решеткой газ был сплошной фазой, а жидкость – дисперсной, то над решет-



кой жидкость становится сплошной фазой, а газ – дисперсной фазой, распределенной в жидкости в виде пузырьков. Эта двухфазная эмульгированная система газ-жидкость характеризуется развитой поверхностью контакта, высокими значениями относительных скоростей фаз и развитой турбулентностью потока, что в совокупности обуславливает высокую эффективность тепломассообмена между газовой и жидкой фазами. Теплота газов в межтрубном пространстве передается конденсату и от последнего – через стенки труб – нагреваемой воде, проходящей последовательно по нескольким горизонтальным рядам труб противотоком по отношению к находящемуся в эмульгированном режиме восходящему двухфазному потоку газ-конденсат. Над трубным пучком скорость газа уменьшается, конденсат отбрасывается в карманы и по опускным трубам возвращается в бак конденсата. Проходя через каплеуловитель, газ освобождается от капель конденсата и охлажденный, а также при существенно сниженном влагосодержании удаляется из КРТ.

### 5.5. Основы теплового расчета смесительных теплообменников

Выбор метода расчета смесительного теплообменника зависит от способа создания межфазной поверхности, через которую осуществляются тепло- и массообмен, и конструктивных особенностей аппарата. Величина межфазной поверхности, а также значения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в смесительных теплообменниках зависят не только от конструктивных характеристик, но и от гидродинамических режимов движения теплоносителей. В связи с этим точный аналитический расчет указанных показателей весьма затруднен. Как правило, тепловой расчет газожидкостных смесительных теплообменников производят с применением эмпирических зависимостей. В качестве определяемого параметра в такие зависимости входят: для безнасадочных форсуночных аппаратов – коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице рабочего объема; для барботажных тарельчатых и пенных аппаратов – коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице площади сечения; для скрубберов Вентури – нормированный коэффициент теплопередачи, т.е. число единиц переноса  $kF/(Gc)$ , или связанные с ним функционально безразмерные числа, составленные из начальных и конечных параметров теплоносителей. В качестве определяющих факторов указанные зависимости содержат соотношения расходов теплоносителей, геометрические размеры, числа Рейнольдса и Прандтля газа и жидкости, массовую скорость газа и др.

При охлаждении и осушке газов в смесительных теплообменниках с неподвижной насадкой, орошаемой жидкостью, расчет основан на совместном решении трех уравнений:

– уравнения материального баланса

$$\Delta G_{\text{ж}} = G_{\text{г}} (d_{\text{г}}^{\text{н}} - d_{\text{г}}^{\text{к}}) \cdot 10^{-3}; \quad 5.2)$$

– уравнения теплового баланса

$$Q = G_{\text{сг}}(I_{\text{г}}^{\text{н}} - I_{\text{г}}^{\text{к}})\eta = G_{\text{ж}}(c_{\text{рж}}^{\text{к}} t_{\text{ж}}^{\text{к}} - c_{\text{рж}}^{\text{н}} t_{\text{ж}}^{\text{н}}) + \Delta G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{\text{к}} t_{\text{ж}}^{\text{к}}; \quad (5.3)$$

– основного уравнения теплопередачи

$$Q = kF\Delta t. \quad (5.4)$$

В уравнениях (5.2)...(5.4):  $\Delta G_{\text{ж}}$  – количество конденсата, образовавшегося при конденсации водяного пара из охлаждаемого газа, кг/с;  $G_{\text{сг}}$  – расход сухого газа, кг/с;  $d_{\text{г}}^{\text{н}}, d_{\text{г}}^{\text{к}}$  – влагосодержание газа на входе в аппарат и на выходе из него, г<sub>вп</sub>/кг<sub>сг</sub>;  $G_{\text{ж}}$  – расход жидкости на входе в аппарат, кг/с;  $I_{\text{г}}^{\text{н}}, I_{\text{г}}^{\text{к}}$  – энтальпия газа на входе в аппарат и на выходе из него, кДж/кг<sub>сг</sub>;  $t_{\text{ж}}^{\text{н}}, t_{\text{ж}}^{\text{к}}$  – температура жидкости на входе в насадочный смесительный теплообменник и на выходе из него, °С;  $c_{\text{рж}}^{\text{н}}, c_{\text{рж}}^{\text{к}}$  – средняя удельная изобарная теплоемкость жидкости на входе в насадочный смесительный теплообменник и на выходе из него, кДж/(кг·К);  $\eta$  – коэффициент, характеризующий потери теплоты в окружающую среду через корпус теплообменника (обычно принимается  $\eta = 0,97-0,99$ );  $Q$  – количество теплоты, передаваемое в единицу времени от газов воде, кВт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь поверхности тепло- и массообмена, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – средний температурный напор, К.

В конструктивном тепловом расчете принимают, что площадь поверхности насадки равна, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{н}} = F/\phi, \quad (5.5)$$

где  $F$  – площадь поверхности тепло- и массообмена, определенная из основного уравнения теплопередачи, м<sup>2</sup>;  $\phi$  – коэффициент смачивания насадки жидкостью.

При полном смачивании поверхности насадки коэффициент  $\phi$  равен 1, а при неполном смачивании он может быть определен по формуле

$$\phi = s^{1/3}/f(H_{\text{w}}), \quad (5.6)$$

где  $s$  – площадь поверхности насадки в единице объема;  $f(H_{\text{w}})$  – вспомогательная функция, зависящая от плотности орошения.

Плотность орошения рассчитывается следующим образом, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч)

$$H_{\text{w}} = 3600 \frac{4G_{\text{ж}}}{\pi D^2 \rho_{\text{ж}}}, \quad (5.7)$$

где  $D$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Значения вспомогательной функции в зависимости от значений плотности орошения приводятся в справочной литературе.

В связи с тем, что в газожидкостных смесительных теплообменниках коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости значительно превышает ко-

эффект теплоотдачи со стороны газа ( $\alpha_{\text{ж}} \gg \alpha_{\text{г}}$ ), коэффициент теплопередачи в таких аппаратах практически равен коэффициенту теплоотдачи в газе, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k = \alpha_{\text{г}} = 0,0024 \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{э}}} \text{Re}_{\text{г}}^{0,7} \text{Re}_{\text{ж}}^{0,7} \text{Pr}^{0,33} (1 + 130x), \quad (5.8)$$

где  $\lambda_{\text{г}}$  – теплопроводность газа, Вт/(м·К);  $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр насадки, м;  $\text{Re}_{\text{г}}$ ,  $\text{Re}_{\text{ж}}$  – число Рейнольдса соответственно газа и жидкости;  $\text{Pr}$  – число Прандтля для газа;  $x$  – среднелогарифмическая разность концентраций пара в потоке газа и у межфазной поверхности, кг/кг.

Формула (5.8) справедлива для диапазона температур газа от 20 до 90 °С.

Эквивалентный диаметр рассчитывается как отношение, м

$$d_{\text{э}} = \frac{v}{s}, \quad (5.9)$$

где  $v$  – удельный свободный объем насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $s$  – удельная площадь поверхности насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>.

Среднелогарифмическая разность концентраций пара в потоке газа и у межфазной поверхности, кг/кг

$$x = \frac{x_{\text{п}} - x_{\text{м}}}{\ln \frac{x_{\text{п}}}{x_{\text{м}}}}, \quad (5.10)$$

где  $x_{\text{п}}$ ,  $x_{\text{м}}$  – средние концентрации пара соответственно в потоке газа и у межфазной поверхности, кг/кг.

Числа Рейнольдса газа и жидкости определяются по формулам

$$\text{Re}_{\text{г}} = \frac{w_{\text{г}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{г}}}; \quad (5.11)$$

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{H_w d_{\text{э}}}{\nu_{\text{ж}}}, \quad (5.12)$$

где  $w_{\text{г}}$  – скорость газа в свободном сечении насадки, м/с;  $\nu_{\text{г}}$ ,  $\nu_{\text{ж}}$  – кинематическая вязкость соответственно газа и жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Скорость газа в свободном сечении насадки  $w_{\text{г}}$  не должна превышать скорость эмульгирования  $w_{\text{э}}$ , при которой начинается переход к пенному режиму и насадка захлебывается. Обычно  $w_{\text{г}} = (0,75 \dots 0,80) w_{\text{э}}$ .

При испарительном охлаждении влажных газов уравнения материального и теплового балансов имеют вид:

$$\Delta G_{\text{ж}} = G_{\text{г}} (d_{\text{г}}^{\text{к}} - d_{\text{г}}^{\text{н}}) \cdot 10^{-3}; \quad (5.13)$$

$$Q = G_{\text{г}} (I_{\text{г}}^{\text{к}} - I_{\text{г}}^{\text{н}}) = [G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{\text{н}} t_{\text{ж}}^{\text{н}} - (G_{\text{ж}} - \Delta G_{\text{ж}}) c_{\text{рж}}^{\text{к}} t_{\text{ж}}^{\text{к}}] \eta. \quad (5.14)$$

## 5.6. Процессы тепло- и массообмена между газом и жидкостью в смесительных теплообменниках

При протекании процессов тепло- и массообмена между газом и жидкостью в контактной камере смесительного теплообменника лишь часть теплоты, отдаваемой жидкости газом или получаемой газом от жидкости, затрачивается на изменение температуры жидкости, в то время, как другая часть этой теплоты идет на конденсацию паров жидкости из газа или на испарение жидкости. В зависимости от условий тепло- и массообмена при этом происходит осушение или увлажнение газа. Таким образом, при составлении теплового баланса смесительного теплообменника необходимо учитывать теплоту конденсации или испарения жидкости.

Уравнение теплового баланса смесительного теплообменника может быть записано в виде, кВт

$$G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{\text{H}} + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{\text{H}} t_{\text{ж}}^{\text{H}} = G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{\text{K}} + (G_{\text{ж}} \pm \Delta G_{\text{ж}}) c_{\text{рж}}^{\text{K}} t_{\text{ж}}^{\text{K}}. \quad (5.15)$$

где  $G_{\text{сг}}$  – массовый расход сухого газа, кг/с;  $G_{\text{ж}}$  – массовый расход жидкости, поступающей в смесительный теплообменник, кг/с;  $\Delta G_{\text{ж}}$  – количество влаги, сконденсировавшейся из газа или, наоборот, испарившейся из жидкости и увлажнившей газ, кг/с;  $I_{\Gamma}^{\text{H}}, I_{\Gamma}^{\text{K}}$  – энтальпия влажного газа на входе в теплообменник и на выходе из него, приведенная к 1 кг сухого газа, кДж/кг<sub>сг</sub>;  $t_{\text{ж}}^{\text{H}}, t_{\text{ж}}^{\text{K}}$  – температура жидкости на входе в смесительный теплообменник и на выходе из него, °С;  $c_{\text{рж}}^{\text{H}}, c_{\text{рж}}^{\text{K}}$  – средняя удельная изобарная теплоемкость жидкости при ее температуре на входе и на выходе из теплообменника, кДж/(кг·К).

Количество влаги, сконденсировавшейся из газа или увлажнившей его, может быть определено следующим образом, кг/с

$$\Delta G_{\text{ж}} = G_{\text{сг}} |d^{\text{K}} - d^{\text{H}}| / 1000, \quad (5.16)$$

где  $d^{\text{H}}, d^{\text{K}}$  – влагосодержание газа на входе в контактную камеру теплообменника и на выходе из нее, г<sub>вп</sub>/кг<sub>сг</sub>.

Если влагосодержание газа на входе в контактную камеру больше влагосодержания газа на выходе из нее, то в теплообменнике происходит осушение газа и перед слагаемым  $\Delta G_{\text{ж}}$  в уравнении (5.15) ставится знак плюс, а если  $d^{\text{H}} < d^{\text{K}}$ , то газ в теплообменнике увлажняется и перед слагаемым  $\Delta G_{\text{ж}}$  в уравнении (5.15) ставится знак минус.

В большинстве практических случаев величина  $\Delta G_{\text{ж}}$  значительно меньше расходов газа и жидкости, поэтому при проведении расчетов смесительных теплообменников и при построении процессов тепло- и массообмена на  $I$ - $d$  диаграмме ей чаще всего пренебрегают.

Процесс тепломассообмена между газом и жидкостью на  $I-d$  диаграмме представляют как смешение газа двух состояний: свежего газа, поступающего в аппарат, и насыщенного газа ( $\varphi = 100\%$ ), имеющего температуру жидкости.

Построение процесса изменения параметров состояния влажного газа в смесительном теплообменнике осуществляется следующим образом (рис. 5.14).

Рабочее пространство смесительного теплообменника условно разбивается по высоте на несколько сечений, достаточно близко отстоящих друг от друга. При этом весь перепад энтальпий газа в теплообменнике будет равен сумме перепадов энтальпий газа на каждом из участков, ограниченных этими сечениями, кДж/кг<sub>сг</sub>

$$|I_{\Gamma}^H - I_{\Gamma}^K| = \sum_{i=1}^n \Delta I_{\Gamma}^i, \quad (5.17)$$

где  $\Delta I_{\Gamma}^i$  – перепад энтальпии на участке рабочего пространства теплообменника, ограниченном двумя соседними сечениями, кДж/кг<sub>сг</sub>;  $i$  – номер участка рабочего пространства теплообменника, ограниченного двумя соседними сечениями;  $n$  – количество участков рабочего пространства теплообменника, ограниченных двумя соседними сечениями.

На  $I-d$  диаграмму наносится точка, соответствующая начальным параметрам газа  $I_{\Gamma}^H$  и  $t_{\Gamma}^H$ . Также на диаграмму наносятся линии постоянных энтальпий газа: начальной  $I_{\Gamma}^H$ , конечной  $I_{\Gamma}^K$  и промежуточных  $I_{\Gamma}^{H+1}$ ,  $I_{\Gamma}^{H+2}$ ,  $I_{\Gamma}^{K-2}$ ,  $I_{\Gamma}^{K-1}$  (на рис. 5.14 показаны пунктирными линиями), значения которых, при условии разбиения рабочего пространства теплообменника на участки с равными перепадами энтальпии, могут быть определены следующим образом

$$I_{\Gamma}^i = I_{\Gamma}^H \pm i \cdot \Delta I_{\Gamma}^i. \quad (5.18)$$

В выражении (5.18) знак плюс ставится при увлажнении, а знак минус – при осушке газа.

На кривой насыщения ( $\varphi = 100\%$ ) наносятся точки пересечения ее с изотермами  $t_{\Gamma}^H$  и  $t_{\Gamma}^K$ , соответствующими начальной и конечной температурам жидкости.

Для каждого участка смесительного теплообменника, ограниченного двумя соседними сечениями, составляется уравнение теплового баланса. Для упрощения расчетов величиной  $\Delta G_{\Gamma}$  при этом пренебрегают.

При противотоке теплоносителей уравнения теплового баланса для участков будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \text{Участок 1} \quad & G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^H + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{K-1} t_{\text{ж}}^{K-1} = G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{H+1} + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^K t_{\text{ж}}^K; \\ \text{Участок 2} \quad & G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{H+1} + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{K-2} t_{\text{ж}}^{K-2} = G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{H+2} + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{K-1} t_{\text{ж}}^{K-1}; \end{aligned} \quad (5.19)$$

Участок  $n-1$

$$G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{K-2} + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{n+1} t_{\text{ж}}^{n+1} = G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{K-1} + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{n+2} t_{\text{ж}}^{n+2};$$

Участок  $n$

$$G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^{K-1} + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^n t_{\text{ж}}^n = G_{\text{сг}} I_{\Gamma}^K + G_{\text{ж}} c_{\text{рж}}^{n+1} t_{\text{ж}}^{n+1}.$$

Из уравнения теплового баланса для участка 1 можно определить температуру жидкости на входе в участок  $t_{\text{ж}}^{K-1}$ , для участка 2, зная температуру  $t_{\text{ж}}^{K-1}$ , можно определить температуру жидкости  $t_{\text{ж}}^{K-2}$  и т.д.

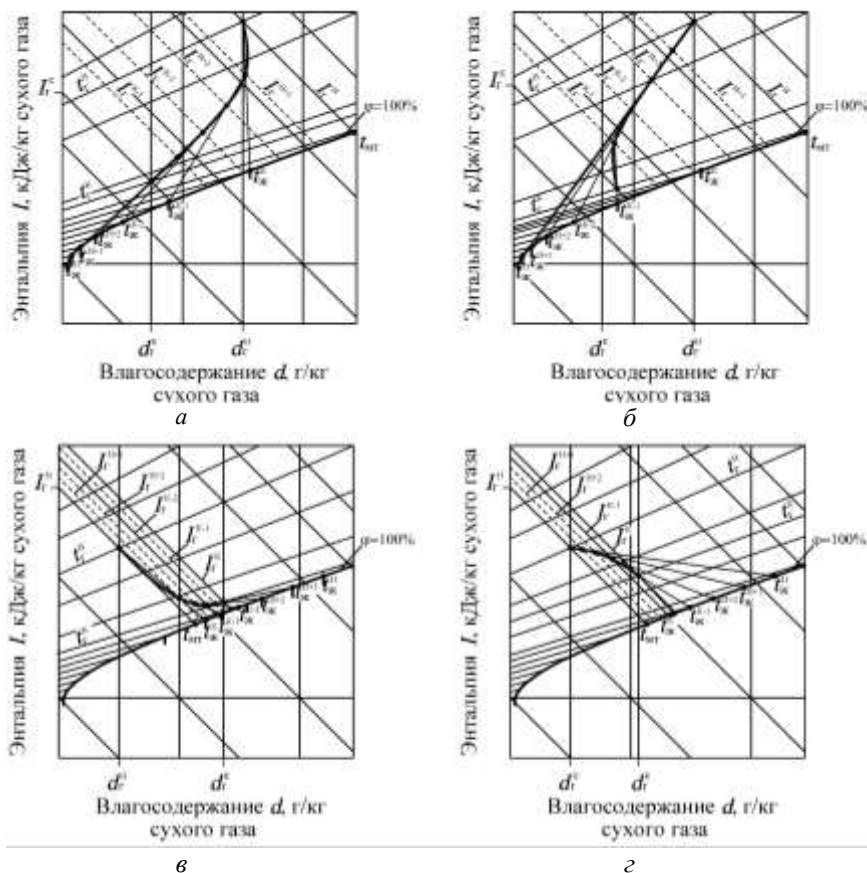


Рис. 5.14. Построение процессов изменения параметров состояния влажного газа

на  $I-d$  диаграмме: а – процесс осушки газа при противотоке теплоносителей; б – процесс осушки газа при прямотоке теплоносителей; в – процесс увлажнения газа при противотоке теплоносителей; г – процесс увлажнения газа при прямотоке теплоносителей



тура охлаждающей жидкости ниже температуры точки росы, или увлажняется, если температура охлаждающей жидкости выше температуры точки росы. Пределом нагрева или охлаждения жидкости является температура мокрого термометра. Необходимо отметить, что газ в смесительном теплообменнике, кроме монотонного увлажнения или осушения, может на некотором участке увлажняться, а затем осушаться (рис. 5.15, *а*) или, наоборот, сначала осушаться, а затем увлажняться (рис. 5.15, *б*).

В процессах увлажнения и осушки газа температуры теплоносителей по длине аппарата изменяются по сложным соотношениям. В этом случае для определения среднего температурного напора может быть использована формула, К

$$\Delta t = \frac{1}{\sum \frac{b}{\Delta t_{\text{пр}}}}, \quad (5.21)$$

где  $b$  – отношение изменения температуры газа на участке смесительного теплообменника, ограниченном двумя соседними сечениями, к полному изменению его температуры в аппарате;  $\Delta t_{\text{пр}}$  – разность температур теплоносителей для одного участка, ограниченного двумя соседними сечениями, К.

Определение средней разности температур между теплоносителями в смесительных теплообменниках по среднеарифметической или среднелогарифмической формулам производить не рекомендуется, так как это может привести к большой погрешности.

### Вопросы для самопроверки

1. Какие аппараты называют смесительными теплообменниками?
2. Перечислите особенности смесительных теплообменников.
3. Перечислите достоинства и недостатки смесительных теплообменников.
4. По каким признакам, и каким образом классифицируют смесительные теплообменники?
5. Опишите устройство и принцип действия безнасадочного форсуночного смесительного теплообменника.
6. Укажите достоинства и недостатки безнасадочных форсуночных смесительных теплообменников.
7. В чем заключается сходство скоростных прямоточных абсорберов (скрубберов Вентури) и безнасадочных форсуночных смесительных теплообменников?
8. Опишите устройство и принцип действия скоростного прямоточного абсорбера.
9. Какие существуют варианты подвода орошающей жидкости в скрубберах Вентури?
10. Что является поверхностью контакта фаз в пленочных смесительных теплообменниках?



11. Опишите конструктивные особенности наиболее часто применяемых пленочных смесительных теплообменников.
12. Что собой представляют тарельчатые смесительные теплообменники?
13. Опишите устройство тарельчатых смесительных теплообменников со сливными устройствами.
14. Опишите принцип работы тарельчатых смесительных теплообменников со сливными устройствами.
15. Охарактеризуйте гидродинамические режимы работы тарельчатых смесительных теплообменников со сливными устройствами.
16. Укажите особенности тарельчатых смесительных теплообменников с провальными тарелками.
17. Охарактеризуйте гидродинамические режимы работы тарельчатых смесительных теплообменников с провальными тарелками.
18. Опишите конструкции основных типов провальных тарелок.
19. Опишите устройство насадочных смесительных теплообменников.
20. Какие требования предъявляются к насадкам для смесительных теплообменников?
21. Укажите особенности контактно-поверхностных теплообменников.
22. Укажите основные преимущества и недостатки контактно-поверхностных теплообменников в сравнении с контактными теплообменниками.
23. Опишите устройство и принцип работы контактного теплообменника с активной насадкой (КТАН).
24. Перечислите достоинства и недостатки контактного теплообменника с активной насадкой.
25. Опишите принцип работы контактно-рекуперативного теплообменника (КРТ).
26. На каких зависимостях основывается тепловой расчет смесительных теплообменников с неподвижной насадкой?
27. Каким образом производится построение на  $I-d$  диаграмме процесса изменения параметров состояния влажного газа в смесительном теплообменнике?

## 6. ВЫПАРИВАНИЕ И ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ

### 6.1. Общие положения

Выпаривание – это термический процесс концентрирования растворов твердых нелетучих веществ при кипении и частичном или полном удалении жидкого летучего растворителя в виде пара.

Получение высококонцентрированных растворов, практически сухих и кристаллических продуктов облегчает и удешевляет их перевозку и хранение.

Тепло для выпаривания можно подводить любыми теплоносителями, но чаще всего используется водяной пар, который называют греющим или *первичным*.

Пар, образуемый при выпаривании кипящего раствора (пар растворителя), называют *вторичным*.

Процессы выпаривания проводят под вакуумом, при повышенном или атмосферном давлении. Выбор давления связан со свойствами выпариваемого раствора и возможностью использования тепла вторичного пара.

При *выпаривании под вакуумом* становится возможным проводить процесс при более низких температурах, что важно при концентрировании растворов веществ, склонных к разложению при повышенных температурах. Применение вакуума дает возможность использовать в качестве греющего агента, кроме первичного пара, вторичный пар самой выпарной установки, что снижает расход греющего пара. Но при этом удорожается сама выпарная установка, поскольку требуются дополнительные затраты на устройства для создания вакуума, а также увеличиваются эксплуатационные расходы.

При *выпаривании под атмосферным* давлением вторичный пар не используется. Такой способ наиболее прост, но наименее экономичен.

Выпаривание под атмосферным давлением, а иногда и под вакуумом проводят в одиночных (однокорпусных) аппаратах.

Однако наиболее распространены многокорпусные выпарные установки, состоящие из нескольких выпарных аппаратов, в которых вторичный пар каждого предыдущего корпуса направляется в качестве греющего в последующий. При этом давление в последовательно соединенных корпусах снижается таким образом, чтобы обеспечивалась разность температур между вторичным паром из предыдущего корпуса и раствором, кипящим в данном корпусе, т.е. создавалась необходимая движущая сила процесса выпаривания. В этих установках первичным паром обогревается только первый корпус, а в остальных в качестве греющего используется вторичный пар. Это существенно повышает экономичность установки.

В промышленности применяют в основном непрерывно действующие выпарные установки. Установки периодического действия применяют в ма-

ломасштабных производствах и при выпаривании растворов до высоких конечных концентраций.

Процесс выпаривания может осуществляться различными способами.

Обычно процесс кипения осуществляют в трубах греющих камер поверхностных аппаратов или на внешней поверхности труб, подводя теплоту к раствору через стенки труб, при этом температура поверхности труб и соприкасающегося с ней раствора выше температуры кипения (насыщения) раствора.

Другой распространенный способ организации кипения растворов основан на явлении самовскипания перегретой жидкости, которое наблюдается, например, при перетекании раствора, близкого к состоянию кипения, из одного сосуда в другой с резким понижением давления за счет дросселирования. Подобного рода процессы происходят в аппаратах адиабатного (мгновенного) испарения. В этом случае подвод теплоты к раствору осуществляется во внешнем теплообменнике, где кипение раствора не происходит из-за повышенного давления.

Поверхностное испарение растворителя из раствора реализуется при барботаже продуктов сгорания или нагретых газов через раствор в аппаратах с погружными горелками и барботажных аппаратах или из пленок, струй и капель раствора в потоке нагретых газов.

## **6.2. Основные конструкции выпарных аппаратов**

Основными конструктивными элементами **поверхностных выпарных аппаратов** являются: греющая камера, в которой теплота передается от теплоносителя к раствору; сепарационное паровое пространство для отделения капель раствора, образующихся при разрушении паровых пузырей, вырывающихся из раствора и уносимых вторичным паром; элементы контура циркуляции раствора.

Наибольшее распространение получили вертикальные трубчатые выпарные аппараты с паровым обогревом при естественной и принудительной циркуляции.

Схема **выпарного аппарата с внутренней греющей камерой и центральной циркуляционной трубой** (естественная циркуляция) представлена на рис 6.1, а. Греющая камера таких аппаратов представляет собой вертикальный пучок труб диаметром 25×2, 38×2 и 57×3 мм, концы которых развальцованы в двух трубных решетках.

Греющий пар поступает межтрубное пространство, конденсируется на наружной поверхности вертикальных труб, отдавая теплоту поднимающемуся по трубам кипящему раствору. Конденсат греющего пара отводится из аппарата в нижней части греющей камеры.

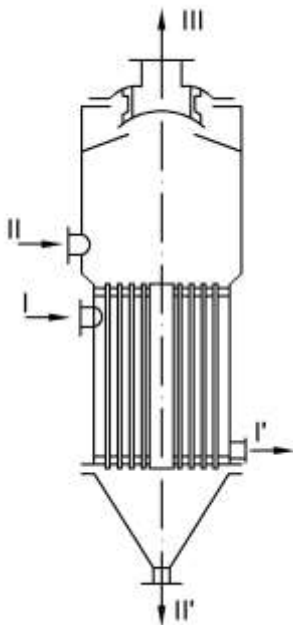
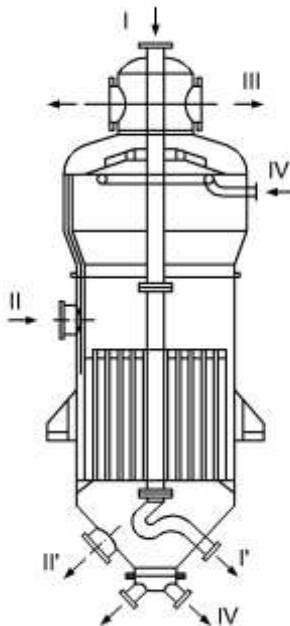
*a**б*

Рис. 6.1. Выпарные аппараты с внутренней греющей камерой:  
*a* – с центральной циркуляционной трубой; *б* – с подвешенной греющей камерой; *I* – греющий пар; *I'* – конденсат греющего пара; *II* – исходный раствор; *II'* – упаренный раствор; *III* – вторичный пар; *IV* – слив раствора

Выпариваемый раствор поступает в аппарат над верхней трубной решеткой. Уровень раствора поддерживается несколько выше уровня его подачи в аппарат. Вторичный пар проходит через надрастворное пространство и сепаратор, выходит из аппарата и направляется либо в следующий корпус, либо в конденсатор. Раствор опускается вниз по центральной циркуляционной трубе большого диаметра в пространство под нижней трубной решеткой, вновь попадает в нагревательные трубы, вновь закипает и т. д. Средняя плотность парожидкостной эмульсии в кипятильных трубах меньше плотности раствора в центральной трубе. Поэтому в ней раствор опускается, а в трубах поднимается.

Скорость циркуляции раствора зависит от его физических свойств, температурного режима и гидравлического сопротивления контура циркуляции раствора. На номинальном режиме скорость циркуляции раствора 0,4...0,5 м/с. Раствор заполняет трубы на 0,4...0,7 их высоты, так как выше

раствор закипает. Скорость движения в трубах вторичного пара 100...120 м/с.

Поверхность нагрева аппаратов такого типа достигает 350 м<sup>2</sup> при длине труб до 3,5 м. Эти аппараты применяются в основном для упаривания мало-вязких некристаллизующихся и неагрессивных растворов.

Преимуществом **выпарных аппаратов с подвесной нагревательной камерой** (рис. 6.1, б) являются меньшая опасность нарушения плотности развальцовки нагревательных труб вследствие деформаций и несколько более интенсивная циркуляция раствора, благодаря большому кольцевому каналу между корпусом аппарата и нагревательной камерой. Нагревательная камера имеет собственную обечайку и свободно устанавливается в нижней части корпуса. Греющий пар подается через трубу в межтрубное пространство греющей камеры, снизу которого отводится конденсат. Поступающий на выпаривание раствор опускается вниз по каналу кольцевого поперечного сечения, образованному стенками обечайки подвесной камеры и стенками корпуса аппарата. Раствор поднимается по кипятильным трубам, и, таким образом, выпаривание происходит при естественной циркуляции раствора. Вторичный пар проходит брызгоуловитель и удаляется сверху аппарата. Недостатки рассматриваемого аппарата: меньшая компактность, а также усложнение узлов входа греющего пара и выхода конденсата.

Интенсивность циркуляции выпариваемого раствора в нагревательных трубах способствует уменьшению скорости инкрустации поверхности нагрева в случаях, когда концентрирование раствора сопровождается выпадением твердого осадка. Движущей силой *естественной циркуляции* является разность плотностей жидкости в циркуляционной трубе или кольцевом канале и парожидкостной смеси в кипятильных трубках. Следовательно, увеличение скорости циркуляции раствора возможно путем лучшего охлаждения раствора на опускном участке

Это привело к созданию **выпарных аппаратов с разнесенными греющей камерой и циркуляционной трубой** (рис 6.2), позволяющих к тому же наиболее компактно сосредоточить большую поверхность нагрева в одном аппарате благодаря большой длине труб (5...7 м). В промышленности нашли применение такие аппараты двух типов: с соосными и выносными (рассредоточенными) нагревательными камерами. Выпарной аппарат с соосным расположением сепаратора и нагревательной камеры показан на рис. (6.2, а).

Здесь упариваемый раствор поднимается по трубам камеры, поступает в сепаратор, откуда отделившийся вторичный пар уходит через брызгоуловитель по своему назначению. Раствор же опускается по циркуляционной трубе в нижнюю часть греющей камеры, вновь поднимается по ее трубам и т.д. Исходный раствор вводится в циркуляционную трубу, а упаренный отводится из нижней части сепаратора (при непрерывной работе) или через штуцер в нижней крышке нагревательной камеры (при периодическом рабочем режи-

ме). Рассматриваемый аппарат изготавливается с поверхностью нагрева до 800 м<sup>2</sup>. Он отличается спокойным кипением и особенно рекомендуется для концентрирования вспенивающихся растворов.

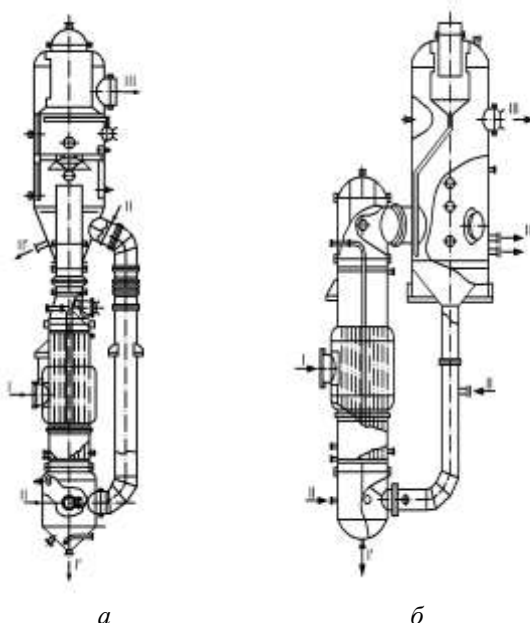


Рис. 6.2. Выпарные аппараты с разнесенными греющей камерой и циркуляционной трубой:

*a* – с вынесенной циркуляционной трубой; *б* – с вынесенной греющей камерой;  
*I* – греющий пар; *I'* – конденсат греющего пара; *II* – исходный раствор; *II'* – упаренный раствор; *III* – вторичный пар

Несколько большими габаритами отличаются аппараты с рассредоточенными сепараторами и нагревательными камерами (рис. 6.2, *б*), но они доступнее для ремонта и очистки. Поверхность нагрева данных аппаратов достигает 1000 м<sup>2</sup>. При размещении нагревательной камеры вне корпуса аппарата имеется возможность повысить интенсивность выпаривания не только за счет увеличения разности плотностей жидкости и парожидкостной смеси в циркуляционном контуре, но и за счет увеличения длины кипяtilьных труб. Аппарат с выносной нагревательной камерой работает при более интенсивной естественной циркуляции, обусловленной тем, что циркуляционная труба не обогревается, а подъемный и опускной участки циркуляционного контура имеют значительную высоту. Выносная нагревательная камера легко отделяется от корпуса аппарата, что облегчает и ускоряет ее чистку и ремонт.

Исходный раствор поступает под нижнюю трубную решетку греющей камеры и, поднимаясь по кипяtilьным трубам, выпаривается. Иногда подачу исходного раствора производят в циркуляционную трубу. Жидкость опускается по необогреваемой циркуляционной трубе, смешивается с исходным раствором, и цикл циркуляции повторяется снова. Вторичный пар, пройдя брызгоуловитель, удаляется сверху из сепаратора. Упаренный раствор отбирается через боковой штуцер в коническом днище сепаратора.

Скорость циркуляции в аппаратах с выносной нагревательной камерой может достигать 1,5 м/с, что позволяет выпаривать в них концентрированные и кристаллизующиеся растворы, не опасаясь слишком быстрого загрязнения поверхности теплообмена.

**Аппараты мгновенного (адиабатного) испарения** (рис. 6.3) обычно представляют собой многокорпусные установки (до нескольких десятков корпусов). Они применяются для опреснения морской воды и обезвреживания минерализованных промышленных сточных вод. В таких установках нагрев подаваемой на упаривание воды осуществляют в вынесенном рекуперативном или контактном теплообменнике 1 при давлении большем, чем давление в аппарате. Поэтому раствор, поступая в аппарат через дроссельное устройство, вскипает. Вторичный пар проходит надрастворное пространство, сепаратор и удаляется из аппарата. Чтобы использовать скрытую теплоту испарения вторичного пара, в надрастворном пространстве устанавливают трубчатые теплообменные поверхности 3, по которым пропускают холодный раствор. Раствор нагревается, а вторичный пар конденсируется. Конденсат вторичного пара собирается в поддон-конденсатосборник 4 и выводится из аппарата.

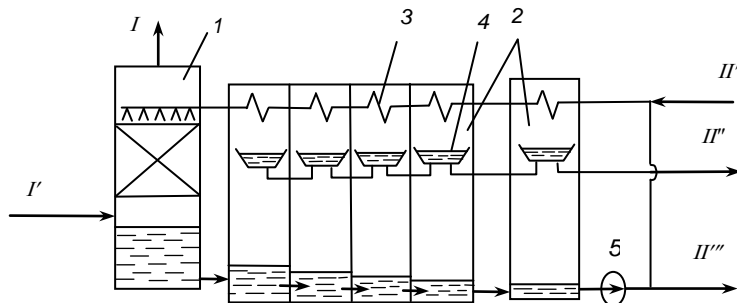


Рис. 6.3. Выпарная установка мгновенного (адиабатного) испарения:  
1 – контактный подогреватель; 2 – ступени (аппараты) мгновенного испарения; 3 – поверхности конденсаторы; 4 – конденсатосборники; 5 – насос; I – дымовые газы;  
II' – исходная вода; II'' – дистиллят; II''' – раствор

При последовательном соединении нескольких аппаратов давление от аппарата к аппарату понижается. Поэтому самовскипание раствора происходит в каждом из них.

Наибольшее распространение из **контактных выпарных аппаратов** получили барботажные и аппараты с погружными горелками. Барботажные аппараты отличаются от аппаратов с погружными горелками в основном отсутствием горелки для сжигания органического топлива. В них подают нагретый воздух или другие газы, не загрязненные продуктами сгорания.

Основными элементами **аппарата с погружной горелкой** (рис. 6.4) являются корпус 1, объединяющий растворное и надрастворное (сепарационное) пространства, горелка 2, барботажное устройство (сопло с насадками для подачи в раствор нагретых газов) и сепаратор 4. Топочные газы I подаются в раствор IV, как правило, сверху вниз. При их взаимодействии с раствором формируются поверхность раздела фаз, имеющая в нижней части под выходным сечением сопла форму параболоида.

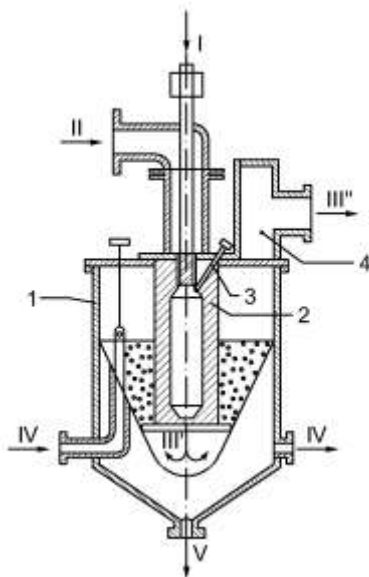


Рис. 6.4. Выпарной аппарат с погружной горелкой:  
1 – корпус; 2 – горелка; 3 – запальник; 4 – сепарационное пространство;  
I – горючий газ; II – воздух; III' – дымовые газы; III'' – парогазовая смесь;  
IV – подвод и отвод раствора; V – сливной штуцер (дренаж)

В верхней части между срезом сопла и поверхностью раствора находится барботажный слой, в котором поднимающиеся пузырьки газа образуют подвижную пену с поверхностью раздела фаз, равной суммарной поверхности пузырей. Отвод концентрированного раствора производится через патрубок IV в нижней части конического днища. Парогазовая смесь III'' отводится через надрастворное пространство и сепаратор 4, размещаемый, как правило, на верхней крышке аппарата. После сепаратора парогазовая смесь направляется в конденсатор, в котором пар конденсируется, а газ выбрасывается в атмосферу или направляется предварительно на очистку от вредных приме-



сей. Если скрытая теплота конденсации и физическая теплота уходящих газов используются для предварительного подогрева раствора, поступающего в аппарат, коэффициент использования теплоты, выделившейся при сжигании топлива, достигает 90 %.

Барботажные контактно-выпарные аппараты и аппараты с погружными горелками применяют для выпаривания до высоких концентраций агрессивных растворов соляной, серной, фосфорной кислот, растворов хлористого кальция, хлористого магния, мирабилита, сульфата алюминия, медного и железного купоросов и других кислот и солей.

Их **достоинством** является отсутствие требующих чистки и защиты от коррозии греющих поверхностей. Подверженные коррозии стенки корпуса и других элементов футеруют кислотоупорными керамическими материалами. Это позволяет изготавливать корпус и многие другие элементы аппарата из углеродистой стали. Преимуществом этих аппаратов является также простота конструкции.

К **недостаткам** аппаратов относятся сравнительно высокие затраты мощности на барботаж газа, большие размеры поверхностей конденсаторов-охладителей, коэффициент теплопередачи которых на один – два порядка ниже, чем в аппаратах для конденсации чистых паров.

Наряду с барботажными применяются также **тарельчатые и каскадные** (рис. 6.5) вертикальные контактные выпарные аппараты, в которых слабый раствор подается сверху и стекает вниз с тарелки на тарелку, а навстречу раствору снизу поднимается газообразный теплоноситель.

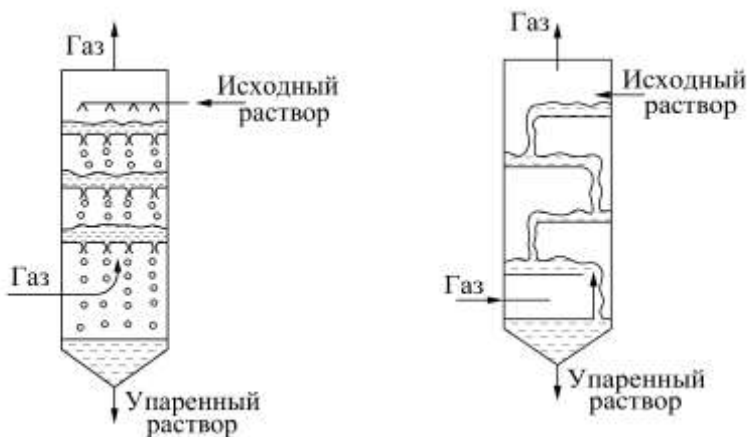


Рис. 6.5. Контактные выпарные аппараты:  
а – тарельчатый; б – каскадный

Тарелки служат для развития поверхности контакта фаз при направленном движении этих фаз и многократном взаимодействии жидкости и газа.

В зависимости от способа слива жидкости с тарелки тарельчатые теплообменники подразделяют на аппараты, в которых установлены тарелки со сливными устройствами, и на аппараты, в которых используются тарелки без сливных устройств.

К тарельчатым колоннам со сливными устройствами могут быть отнесены аппараты с колпачковыми, ситчатыми и клапанными тарелками, имеющими специальные устройства для перетока жидкости с одной тарелки на другую (сливные трубки, карманы и др.).

В колоннах с тарелками без сливных устройств газ и жидкость проходят через одни и те же отверстия или щели в тарелках. При этом одновременно с взаимодействием фаз на тарелке происходит сток жидкости на тарелку, расположенную ниже («проваливание» жидкости). Поэтому тарелки такого типа получили название *провальные тарелки*.

Принцип работы каскадных аппаратов описан в главе 5.

### **6.3. Многокорпусные выпарные установки**

В современных выпарных установках выпариваются очень большие количества воды. В однокорпусном аппарате на выпаривание 1 кг воды требуется более 1 кг греющего пара. Это привело бы к чрезмерно большому его расходу. Однако расход пара на выпаривание можно значительно снизить, если проводить процессы в многокорпусной выпарной установке.

Принцип действия ее сводится к многократному использованию тепла греющего пара, поступающего в первый корпус установки, путем обогрева каждого последующего корпуса (кроме первого) вторичным паром из предыдущего корпуса.

В зависимости от направления движения пара и раствора в установке их разделяют на следующие основные типы: *прямоточные*, в которых греющий и вторичный пар и раствор проходят в одном направлении; *со встречным движением пара и раствора*; *с параллельным и смешанным питанием корпусов* слабым раствором и др.

**Схема трехкорпусной вакуум-выпарной установки, работающей при прямоточном движении греющего пара и раствора**, показана на рис. 6.6.

Многокорпусная установка состоит из нескольких (в данном случае трех) корпусов. Исходный раствор, обычно предварительно нагретый до температуры кипения, поступает в первый корпус, обогреваемый свежим (первичным) паром. Вторичный пар из этого корпуса направляется в качестве греющего во второй корпус, где вследствие пониженного давления раствор кипит при более низкой температуре, чем в первом.

Вследствие более низкого давления во втором корпусе раствор, упаренный в первом корпусе, перемещается самотеком во второй корпус и здесь охлаждается до температуры кипения в этом корпусе. За счет выделяющегося при этом тепла образуется дополнительно некоторое количество вторичного

пара. Такое явление, происходящее во всех корпусах установки, кроме первого, носит название самоиспарения раствора.

Аналогично упаренный раствор из второго корпуса перетекает самотеком в третий корпус, который обогревается вторичным паром из второго корпуса.

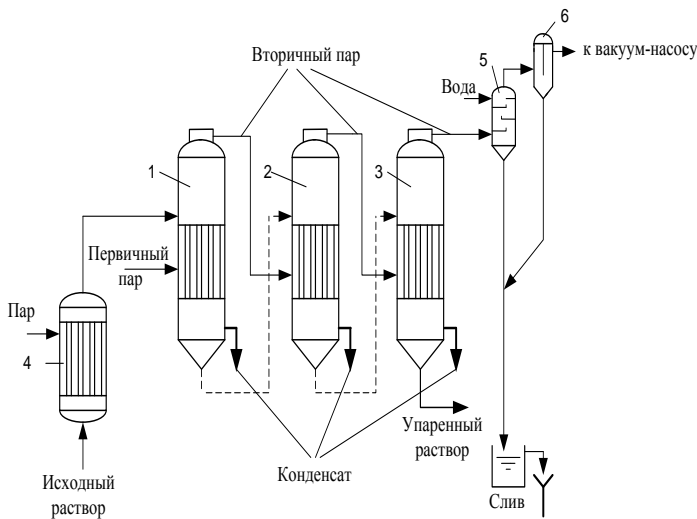


Рис. 6.6. Трехкорпусная вакуум-выпарная установка:

1, 2, 3 – корпуса выпарной установки; 4 – подогреватель; 5 – барометрический конденсатор; 6 – ловушка-брызгоулавливатель

Предварительный нагрев исходного раствора до температуры кипения в первом корпусе производится в отдельном подогревателе 4, что позволяет избежать увеличения поверхности нагрева в первом корпусе.

Вторичный пар из последнего корпуса (в данном случае из третьего) отводится в барометрический конденсатор 5, в котором при конденсации пара создается требуемое разрежение. Резко ухудшающие теплопередачу воздух и неконденсирующиеся газы, попадающие в установку с паром и охлаждающей водой, а также через неплотности трубопроводов, отсасываются через ловушку-брызгоулавливатель 6 вакуум-насосом.

С помощью вакуум-насоса поддерживается также устойчивый вакуум, так как остаточное давление в конденсаторе может изменяться с колебанием температуры воды, поступающей конденсатор.

Необходимым условием передачи тепла в каждом корпусе должно быть наличие некоторой полезной разности температур, определяемой разностью температур греющего пара и кипящего раствора. Вместе с тем, давление вторичного пара в каждом предыдущем корпусе должно быть больше его

давления в последующем. Эти разности давлений создаются при избыточном давлении в первом корпусе, или вакууме в последнем корпусе, или же при том и другом одновременно.

Достоинством прямоточной схемы является отсутствие насосов для перемещения раствора из корпуса в корпус, так как его давление постепенно понижается от первого корпуса к последнему. Недостатком является то, что из-за депрессии и снижения давления полезная разность температуры между греющим паром и раствором убывает быстрее, чем в других схемах; самой низкой также является скорость циркуляции наиболее концентрированного и вязкого раствора в последнем корпусе установки и, следовательно, самая высокая скорость инкрустации поверхности теплообмена. Коэффициент теплопередачи уменьшается от 1-го корпуса к последнему.

В **противоточной схеме** эти недостатки устраняются, но для перекачки раствора из корпуса в корпус требуются насосы, т. е. выше расход электроэнергии на установку. Коэффициент теплопередачи примерно одинаков по всем корпусам.

**Схема с параллельным питанием** корпусов слабым раствором применяется, если имеется опасность закупоривания трубопроводов между аппаратами кристаллами, выпадающими из раствора, и если концентрация в первом корпусе меняется слишком слабо.

В такой схеме исходный раствор поступает во все три установки, а упаренный раствор, удаляемый из всех корпусов, имеет одинаковую конечную концентрацию.

#### 6.4. Основные свойства растворов

Схема выпарной установки и конструкция аппарата для концентрирования раствора определяются, главным образом, свойствами этих растворов: концентрацией  $b$ , плотностью  $\rho$ , коэффициентом динамической вязкости  $\mu$ , температурой кипения  $t_{\text{кип}}$ , поверхностным натяжением  $\sigma$ , коэффициентом растворимости  $k_p$ , физико-химической температурной депрессией  $\Delta'$ , склонностью к кристаллизации, а также химической активностью.

Процентную *концентрацию* раствора  $b$  можно выразить через количество сухого вещества  $G_{\text{сух}}$  и растворителя  $W$ , %

$$b = \frac{G_{\text{сух}}}{G_{\text{сух}} + W} \cdot 100. \quad (6.1)$$

*Температура кипения раствора* определяется по формуле, °C

$$t_{\text{кип}} = t_{\text{в.п}} + \Delta' + \Delta'' + \Delta''', \quad (6.2)$$

где  $t_{\text{в.п}}$  – температура вторичного пара (определяется по давлению в аппарате), °C;  $\Delta'$  – физико-химическая температурная депрессия, °C;  $\Delta''$  – гидростатическая депрессия, °C;  $\Delta'''$  – гидравлическая депрессия, °C.

*Температурная депрессия  $\Delta'$*  равна разности между температурой кипения раствора и температурой кипения чистого растворителя. Ее значение

зависит от природы растворенного вещества и растворителя, концентрации раствора и давления.

*Гидростатическая депрессия*  $\Delta''$  обусловлена разностью давлений в среднем слое кипящего раствора и на его поверхности. Давление в среднем слое определяется по формуле

$$p_{\text{ср}} = p_{\text{в.п}} + \frac{\rho_{\text{р}} g H}{2}, \quad (6.3)$$

где  $p_{\text{в.п}}$  – давление вторичного пара, Па;  $\rho_{\text{р}}$  – средняя плотность раствора, кг/м<sup>3</sup>;  $H$  – уровень раствора в кипятильной трубе, м.

По найденной величине  $p_{\text{ср}}$  с помощью справочных таблиц находят соответствующую ей температуру кипения растворителя  $t_{\text{ср}}$ , а затем гидростатическую депрессию

$$\Delta'' = t_{\text{ср}} - t_{\text{в.п}}. \quad (6.4)$$

В связи с неточностью такого расчета, который не учитывает циркуляцию раствора, гидростатическую депрессию по практическим данным принимают в пределах 1...3 °С.

*Гидравлическая депрессия*  $\Delta'''$  обусловлена гидравлическими сопротивлениями, которые должен преодолеть вторичный пар при его движении через сепарационные устройства и паропроводы. Повышение температуры кипения раствора, обусловленное гидравлической депрессией, обычно колеблется в пределах 0,5...1,5 °С. Для единичного аппарата величину гидравлической депрессии можно принять равной 1 °С.

*Плотность* раствора можно легко определить по правилу аддитивности, зная его концентрацию и плотности чистых компонентов при данной температуре, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{\text{р}} = \rho_{\text{сух}} b' + \rho_{\text{р-ля}} (1 - b'), \quad (6.5)$$

где  $\rho_{\text{сух}}$ ,  $\rho_{\text{р-ля}}$  – плотности растворенного вещества и растворителя, кг/м<sup>3</sup>,  $b'$  – доля твердого вещества в растворе.

Плотности некоторых растворов даны в справочниках.

*Вязкость* всех растворов  $\mu$  зависит от температуры, уменьшаясь с ее повышением, и находится по справочникам.

*Теплоемкость* растворов  $c_{\text{р}}$  приближенно можно определить также по правилу аддитивности, кДж/(кг·°С)

$$c_{\text{р}} = c_{\text{сух}} b' + c_{\text{р-ля}} (1 - b'), \quad (6.6)$$

где  $c_{\text{сух}}$  – теплоемкость растворенного вещества, кДж/(кг·°С);  $c_{\text{р-ля}}$  – теплоемкость растворителя при 20 °С, кДж/(кг·°С).

## 6.5. Расчет однокорпусных выпарных установок

Этот расчет проводится с целью определения поверхности теплообмена и расхода греющего пара.

Для составления материального и теплового баланса необходимо ввести ряд обозначений:

$G_n, G_k$  – расходы исходного и упаренного растворов, кг/с;  $b_n, b_k$  – концентрации исходного и упаренного растворов, %;  $W$  – секундное количество выпаренного растворителя (вторичного пара), кг/с;  $D$  – расход греющего пара, кг/с;  $I_r, I$  – энтальпии греющего и вторичного пара, кДж/кг;  $c\theta$  – энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг;  $c_{\text{конд}}t_{\text{конд}}$  – энтальпия конденсата вторичного пара, кДж/кг.

### Материальный баланс

Общее уравнение материального баланса

$$G_n = G_k + W. \quad (6.7)$$

Уравнение материального баланса по абсолютно сухому веществу, находящемуся в растворе,

$$\frac{G_n b_n}{100} = \frac{G_k b_k}{100}. \quad (6.8)$$

Уравнение материального баланса по упаренному раствору

$$G_k = G_n \frac{b_n}{b_k}. \quad (6.9)$$

Уравнение материального баланса по выпариваемому растворителю

$$W = G_n - G_k = G_n \left( 1 - \frac{b_n}{b_k} \right). \quad (6.10)$$

### Тепловой баланс

*Приход теплоты*

1. С исходным раствором

$$Q_{\text{исх}} = G_n c_n t_n. \quad (6.11)$$

2. С греющим паром

$$Q_r = D I_r. \quad (6.12)$$

*Расход теплоты*

1. С упаренным раствором

$$Q_{\text{уп}} = G_k c_k t_k. \quad (6.13)$$

2. С вторичным паром

$$Q_{\text{вт}} = WI . \quad (6.14)$$

3. С конденсатом греющего пара

$$Q_{\text{конд}}^{\text{г}} = Dc\theta . \quad (6.15)$$

4. Потери тепла в окружающую среду  $Q_{\text{п}}$ .

5. Теплота концентрирования  $Q_{\text{конц}}$ .

Тогда уравнение теплового баланса

$$G_{\text{н}}c_{\text{н}}t_{\text{н}} + DI_{\text{г}} = G_{\text{к}}c_{\text{к}}t_{\text{к}} + WI + Dc\theta + Q_{\text{п}} + Q_{\text{конц}} . \quad (6.16)$$

Учитывая, что исходный раствор – смесь упаренного раствора и конденсата вторичного пара, можно записать

$$G_{\text{н}}c_{\text{н}}t_{\text{к}} = G_{\text{к}}c_{\text{к}}t_{\text{к}} + Wc_{\text{конд}}t_{\text{к}} , \quad (6.17)$$

откуда можно выразить количество теплоты с упаренным раствором

$$G_{\text{к}}c_{\text{к}}t_{\text{к}} = G_{\text{н}}c_{\text{н}}t_{\text{к}} - Wc_{\text{конд}}t_{\text{к}} . \quad (6.18)$$

Подставив в уравнение (6.16) выражение (6.18), можно получить

$$G_{\text{н}}c_{\text{н}}t_{\text{н}} + DI_{\text{г}} = G_{\text{н}}c_{\text{н}}t_{\text{к}} - Wc_{\text{конд}}t_{\text{к}} + WI + Dc\theta + Q_{\text{п}} + Q_{\text{конц}} . \quad (6.19)$$

Из последнего уравнения можно выразить *тепловую нагрузку* аппарата

$$Q = D(I_{\text{г}} - c\theta) = G_{\text{н}}c_{\text{н}}(t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) + W(I - c_{\text{конд}}t_{\text{к}}) + Q_{\text{п}} + Q_{\text{конц}} . \quad (6.20)$$

Из уравнения (6.20) определяют расход греющего пара.

Поверхность теплообмена рассчитывают по уравнению

$$S = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{пол}}} , \quad (6.21)$$

где  $\Delta t_{\text{пол}}$  – движущая сила процесса, полезная разность температур, °С.

Полезная разность температур определяется как разность температуры греющего пара и температуры кипения раствора, К

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_{\text{г}} - t_{\text{кип}} . \quad (6.22)$$

Температура кипения раствора определяется по формуле (6.2).

### Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение процесса выпаривания, назовите области его практического применения.
2. Что является движущей силой процесса выпаривания?
3. В чем различие расчета средней движущей силы в поверхностном теплообменнике и в выпарном аппарате?
4. Как рассчитать температуру кипения раствора?

5. Дайте определения температурной, гидростатической и гидравлической депрессий.
6. Какими способами может осуществляться процесс выпаривания?
7. Почему в поверхностных выпарных аппаратах создают условия для циркуляции упариваемого раствора?
8. Опишите устройство и принцип действия поверхностного выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубой.
9. Опишите устройство и принцип действия поверхностного выпарного аппарата с подвесной греющей камерой.
10. Что послужило причиной создания выпарных аппаратов с разнесенными греющей камерой и циркуляционной трубой? В чем преимущество таких аппаратов перед другими конструкциями?
11. Опишите устройство и принцип действия поверхностного выпарного аппарата с вынесенной циркуляционной трубой.
12. Опишите устройство и принцип действия поверхностного выпарного аппарата с вынесенной греющей камерой.
13. Какие преимущества имеют многокорпусные установки, работающие под вакуумом, перед другими?
14. Напишите уравнение материального баланса однокорпусной выпарной установки непрерывного действия.
15. Напишите уравнение теплового баланса однокорпусной выпарной установки непрерывного действия.
16. На чем основана работа выпарных аппаратов адиабатного испарения?
17. Опишите устройство и принцип действия выпарного аппарата с погружной горелкой.



## 7. ТЕПЛОВАЯ СУШКА

### 7.1. Общие положения

Удаление влаги из различных веществ и материалов можно отнести к числу наиболее распространенных процессов в технологиях промышленности и сельского хозяйства. При обезвоживании в материале могут происходить структурно-механические, реологические, химические, биохимические и другие изменения, способствующие, например, повышению прочности строительных материалов, увеличению теплоты сгорания топлива, уменьшению массы и объема транспортируемых материалов, удлинению срока хранения продуктов и т.д.

Среди существующих методов обезвоживания выделяют три основных:

- **физико-механический** – основан на поглощении влаги из высушиваемого материала путем его соприкосновения с гигроскопическими веществами ( $\text{CaCl}_2$ , силикагель). Этот метод промышленного значения не имеет. Применяется в лабораториях и в мелкомасштабном производстве;

- **механическое обезвоживание** – процесс разделения систем «жидкость – твердое» под действием механических сил (давления, гравитационных, центробежных сил). Этот метод широко распространен в промышленности;

- **тепловой метод или тепловая сушка** – процесс удаления влаги из материала путем подвода теплоты (испарения влаги) и отвода образующихся паров. Применяется в промышленности строительных материалов, в химической и пищевой промышленности.

Для обезвоживания в промышленности чаще всего применяют тепловую сушку, которая является процессом с интенсивным потреблением энергии. Поэтому ученые и эксплуатационники постоянно ищут пути уменьшения использования тепла. Оценка современной технологии и техники сушки в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства показывает, что с помощью использования известных способов энергосбережения можно получить экономию тепла до 30%.

Реализация процесса тепловой сушки связана с изменением теплового состояния вещества при регламентированном тепловом воздействии на исходный материал посредством тепло- и массопереноса. Анализ тепло- и массопереноса, управление их протеканием во времени предполагают глубокое знание теории сушки. На практике разрабатываются и применяются многочисленные способы интенсификации тепло- и массопереноса, причем выбор оптимального способа должен быть основан на реализации системного подхода и завершаться оценкой его технико-экономической целесообразности.

## 7.2. Теоретические основы процессов тепловой сушки

Удаление влаги при сушке сводится к перемещению тепла и вещества (влаги) внутри материала и их переносу с поверхности материала в окружающую среду. Таким образом, процесс сушки является сочетанием связанных друг с другом процессов тепло- и массообмена. Этот процесс может протекать, когда парциальное давление водяных паров на поверхности высушиваемого материала больше, чем в окружающей среде. Так как процесс сушки носит двойственный характер (с одной стороны – это теплообменный процесс, с другой – массообменный), то существуют две движущие силы этого процесса: 1) для массообменного процесса – разность парциального давления (концентраций) водяных паров на поверхности материала  $P_m$  и в окружающей среде  $P_c$ ; 2) для теплообменного процесса – разность температур сушильного агента (температура сухого термометра  $t$ ) и поверхности материала (температура мокрого термометра  $t_m$ ), называемая потенциалом сушки.

Аппараты, в которых осуществляют тепловую сушку, называются сушилками. По способу сообщения тепла различают конвективные, контактные, терморadiационные, сублимационные и высокочастотные сушилки.

Дисперсные материалы, к которым относятся зернистые, порошкообразные, гранулированные, дробленые твердые, а также диспергированные жидкие и пастообразные продукты, в химической технологии высушивают, главным образом, конвективным способом.

В конвективных сушилках тепло для процесса несет газообразный сушильный агент (нагретый воздух, топочные газы или смесь их с воздухом), непосредственно соприкасающийся с поверхностью материала. Пары влаги уносятся тем же сушильным агентом. В сушилках многих типов со взвешенным слоем высушиваемого материала сушильный агент служит не только тепло- и влагоносителем, но и транспортирующей средой для дисперсного материала. Если соприкосновение высушиваемого материала с кислородом воздуха недопустимо или если пары удаляемой влаги взрыво- или огнеопасны, сушильным агентом служат инертные по отношению к высушиваемому материалу газы: азот, диоксид углерода, гелий и другие инертные газы или перегретый водяной пар.

Классификация высушиваемых материалов по определяющим характеристикам и знание их свойств дают возможность выбрать рациональный метод и режим сушки, а также спроектировать эффективную сушильную установку.

Выявление общих физических закономерностей в процессе переноса теплоты и влаги внутри влажных материалов и анализ их структурно-механических характеристик позволило академику А.В.Лыкову предложить следующую классификацию высушиваемых материалов:

– **капиллярно-пористые материалы** – это материалы, в которых

жидкость в основном связана капиллярными силами. При обезвоживании капиллярно-пористые тела практически не изменяют свои размеры, становятся хрупкими и в высушенном состоянии могут быть превращены в порошок. Они мало сжимаются и впитывают любую смачивающую жидкость. Для таких материалов капиллярные силы значительно превышают силы тяжести (силикагель, керамика, гипс, полимеры);

- **коллоидные материалы** – это материалы, которые при изменении содержания в них влаги существенно изменяют геометрические размеры, сохраняя эластичные свойства (желатин, мучное тесто и т.п.);

- **капиллярно-пористые коллоидные материалы** (жидкость имеет различные виды связи) имеют капиллярно-пористую структуру, однако стенки капилляров, как правило, эластичны, способны к набуханию при увлажнении и к усыханию при обезвоживании. Материалы этой группы обладают свойствами двух вышеназванных групп.

Большинство влажных материалов относится к третьей группе.

Изучение закономерностей переноса теплоты и влаги при сушке типичных материалов каждой из групп позволяет качественно прогнозировать процесс сушки принадлежащих к этой группе материалов.

При сушке влага из внутренних слоев влажного материала передвигается к поверхности и затем испаряется в окружающую среду. На преодоление сил сцепления молекул влаги друг с другом и со скелетом материала требуются затраты энергии. Поэтому свойства влажных материалов, а также скорость процесса переноса в них зависят от формы связи влаги с материалом. Академиком П.А. Ребиндером была разработана физически обоснованная классификация, согласно которой различают следующие **формы связи влаги с материалом** (в порядке убывания величины энергии связи):

- **химическая** (строго определенное стехиометрическое соотношение влаги и вещества), включающая ионную (влага в виде гидроксильных ионов) и молекулярную (в виде кристаллогидратов) связи. При сушке химически связанная влага не удаляется;

- **физико-химическая** (различные, но не строго определенные соотношения), включающая адсорбционную и осмотическую связи. Адсорбционно-связанная влага образуется при адсорбции пара из окружающей газовой среды поверхностью материала. Осмотически связанная влага – это влага, проникающая в материал за счет осмотического давления, вызывающего избирательную диффузию влаги из окружающей среды через полупроницаемую оболочку;

- **физико-механическая** связь (неопределённые соотношения влаги и сухого вещества) включает влагу, находящуюся в микро- и макрокапиллярах, порах, а также влагу смачивания, проникающую в материал при непосредственном соприкосновении его с жидкостью.

Применительно к процессу сушки влагу материала классифицируют в более широком смысле на свободную и связанную. Под свободной понимают влагу, скорость испарения которой из материала равна скорости испарения воды со свободной поверхности (влаги макрокапилляров и макропор). Следовательно, при наличии в материале свободной влаги  $P_m = P_{\text{нас}}$ , где  $P_{\text{нас}}$  – давление пара воды над её свободной поверхностью. Под связанной понимают влагу, скорость испарения которой из материала меньше скорости испарения воды со свободной поверхности, при этом  $P_m < P_{\text{нас}}$ .

Рассмотренные выше классификации отражают качественные характеристики материала, но для расчетов необходимы количественные характеристики.

**Количественными характеристиками влажного состояния материала** являются относительная и абсолютная влажность и влагосодержание. Массу влажного материала  $G_{\text{вл}}$  можно представить в виде суммы массы сухого материала  $G_{\text{сух}}$  и связанной с ним массы влаги  $W$

$$G_{\text{вл}} = G_{\text{сух}} + W. \quad (7.1)$$

В практике сушки часто влажность определяют для общей массы материала. Это – так называемая *относительная влажность* материала, которая представляет отношение массы влаги ко всей массе влажного материала (выраженное в %)

$$\omega_{\text{от}} = \frac{W}{G_{\text{сух}}} \cdot 100\%. \quad (7.2)$$

Иногда пользуются понятием *абсолютная влажность*. Это отношение массы влаги к массе сухого материала (выраженное в %)

$$\omega_{\text{аб}} = \frac{W}{G_{\text{сух}}} \cdot 100\%. \quad (7.3)$$

Более удобно влажность высушиваемого материала выражать *влагосодержанием*, т.е. отношением массы влаги к массе сухого материала (выраженным в относительных единицах)

$$U = \frac{W}{G_{\text{сух}}}, \left[ \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right]. \quad (7.4)$$

Пересчёт относительной влажности в абсолютную и наоборот производится как в процентах

$$\omega_{аб} = \frac{\omega_{от} \cdot 100}{100 - \omega_{от}}; \quad \omega_{от} = \frac{\omega_{аб} \cdot 100}{100 + \omega_{аб}}, \quad (7.5)$$

так и в долях

$$\omega_{аб} = \frac{\omega_{от}}{1 - \omega_{от}}; \quad \omega_{от} = \frac{\omega_{аб}}{1 + \omega_{аб}}. \quad (7.6)$$

Основанная на энергетическом принципе классификация влажных материалов П.А. Ребиндера носит обобщающий характер по формам связи влаги с материалом, а классификация А.В. Лыкова построена на структурном принципе и характеризует свойства твердой фазы высушиваемых материалов. В этих классификациях в известной мере учитывается возможность структурных изменений материалов в процессе их сушки: усадка, уменьшение пористости и других показателей в пределах выделенных классов, однако эти явления не увязываются с внешними условиями сушки. Между тем кинетика процесса сушки и изменение структуры высушиваемого материала в значительной степени зависят от внешних условий сушки (температуры, скорости и влажности сушильного агента) и состояния материала по отношению к окружающей среде.

По отношению к окружающей среде различают равновесное, гигроскопическое и влажное состояние материала. Для того чтобы проанализировать эти состояния материала, мы должны рассмотреть один из параметров влажного воздуха, а именно относительную влажность воздуха. *Относительной влажностью воздуха*  $\varphi$  называется отношение массы пара в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха  $\rho_{п}$  к максимально возможной массе пара в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха при тех же условиях  $\rho_{нас}$  (давлении  $P$  и температуре  $t$ )

$$\varphi = \frac{\rho_{п}}{\rho_{нас}} = \frac{P_{п}}{P_{нас}}, \quad (7.7)$$

где  $P_{п}$  и  $P_{нас}$  – парциальное давление пара и давление насыщенного пара при тех же условиях.

Взаимодействие влажного материала с окружающим воздухом приводит в результате сорбции или десорбции к *равновесному состоянию системы*, когда парциальное давление паров влаги, содержащейся в материале, становится равным парциальному давлению паров влаги в окружающем воздухе. После этого влагосодержание материала будет оставаться неизменным до тех пор, пока не изменится температура или относительная влажность окружающего воздуха. Такое состояние соответствует *гигротермическому равновесию* материала и окружающей среды. Влагосо-

держание, при котором устанавливается гигротермическое равновесие, называется *равновесным*  $U_p$ . Если влагосодержание материала  $U$  меньше равновесного, то он будет поглощать (сорбировать) водяные пары из окружающего воздуха, и наоборот, при  $U < U_p$  материал будет сушиться.

Равновесное влагосодержание материала достигает максимума при  $\phi = 100\%$  и называется в этом случае *максимальным гигроскопическим влагосодержанием*  $U_{м.г}$  или максимальной гигроскопической влажностью. Под *гигроскопическим состоянием материала* понимают такое, при котором он поглощает водяные пары из окружающей среды, а под *влажным состоянием материала* такое, при котором он отдает (десорбирует) водяные пары в окружающую среду. Материал может увлажняться за счет сорбции водяных паров воздуха, пока не приобретет  $U_{м.г}$ . Выше этого предела увлажнение материала может продолжаться только при непосредственном контакте с водой. Если влажный материал высушивается до  $U < U_{м.г}$ , то удаляется полностью вода, определяющая влажное состояние материала, а также часть сорбированной воды.

Почти каждый твердый материал, находящийся в контакте с влажным воздухом, способен поглощать из него или отдавать ему влагу. Направление переноса влаги определяется знаком разности парциальных давлений пара на поверхности материала  $P_m$  и в окружающей среде  $P$ . При  $(P_m - P) > 0$  происходит процесс десорбции влаги (сушка), при  $(P_m - P) < 0$  – процесс сорбции влаги (увлажнение материала). Разность парциальных давлений определяет величину движущей силы и интенсивность переноса влаги.

Изменяя значения относительной влажности сушильного агента при его постоянной температуре, можно получить соответствующие значения равновесного влагосодержания материала. Графическая зависимость  $U_p = f(\phi)$  называется изотермой сорбции (десорбции).

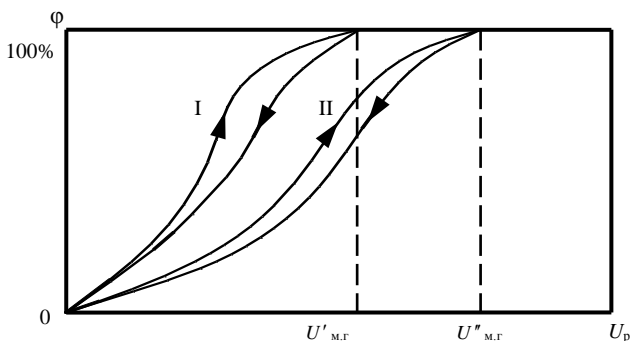


Рис. 7.1. Изотермы сорбции и десорбции капиллярно-пористых коллоидных (I) и коллоидных (II) материалов

Как видно из кривых I,II приведенных на рис. 7.1, при сорбции равновесное влагосодержание меньше, чем при десорбции.

Явление несовпадения кривых сорбции и десорбции носит название сорбционного гистерезиса. Вероятной причиной гистерезиса является попадание воздуха в капилляры высушенного материала и его сорбция стенками капилляров. В результате этого при последующем увлажнении материала уменьшается его смачиваемость влагой и для вытеснения воздуха из капилляров требуется большее парциальное давление водяного пара или большая величина  $\phi$ .

Для расчета и анализа процесса сушки пользуются кривыми десорбции, полученными экспериментально для конкретного материала при различных температурах. Фактически такие кривые являются равновесными линиями процесса сушки (рис.7.2).

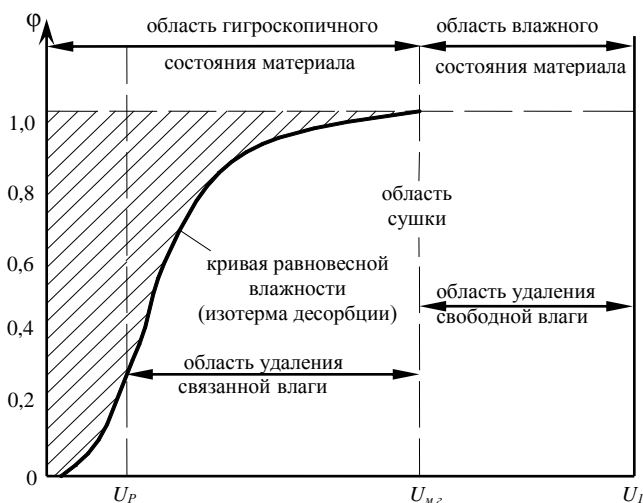


Рис. 7.2. Изотерма десорбции влаги

По изотерме десорбции на рис. 7.2 можно определить состояние материала, количественные соотношения различных форм связи влаги с материалом и конечную влажность, до которой целесообразно сушить материал при данных параметрах сушильного агента. На практике конечное влагосодержание материала несколько выше равновесного.

Согласно анализу, проведенному А.В. Лыковым на основе изучения большого экспериментального материала по испарению различных жидкостей из пористых сорбентов, начальный участок изотермы (в интервале

$\varphi$  от 0 до 0,1) имеет выпуклость к оси влагосодержаний  $U$  (см. рис. 7.2), характерную для мономолекулярной адсорбции.

На участке в интервале  $\varphi$  от 0,1 до 0,9 кривая обращена выпуклостью к оси относительной влажности сушильного агента  $\varphi$ , что характерно для полимолекулярной сорбции. Участок изменения  $\varphi$  от 0,9 до 1 соответствует в основном капиллярной влаге. В точке пересечения изотермы с прямой  $\varphi = 1,0$  достигается максимальная гигроскопическая влажность.

Рассмотрим изменение состояния материала в процессе сушки (см. рис. 7.2). При изменении влагосодержания от  $U_1$  до  $U_{м.г}$  материал содержит свободную влагу ( $P_m = P_{нас}$ ) и находится во влажном состоянии. При изменении влагосодержания от  $U_{м.г}$  до  $U_p$  материал содержит связанную влагу ( $P_m < P_{нас}$ ) и находится в гигроскопическом состоянии. Точка  $A$  называется гигроскопической, а соответствующее ей влагосодержание – максимальной гигроскопической влажностью. Максимальное гигроскопическое влагосодержание  $U_{м.г}$  находится на границе связанной и свободной влаги в материале.

Свободная влага будет удаляться из материала при любой относительной влажности окружающей среды меньшей 1,0. Удаление связанной влаги возможно лишь при той относительной влажности окружающей среды, которой соответствует влагосодержание материала большее равновесной. При гигроскопическом состоянии материала, отвечающем области над кривой равновесного влагосодержания, возможно только увлажнение материала, но не его сушка.

### **7.3. Внешний и внутренний тепло- и массообмен в процессе сушки**

Удаление влаги из материала при тепловой сушке происходит под влиянием двух процессов: внешнего тепло- и массообмена и внутреннего тепло- и массопереноса. Под внешним тепло- и массообменом подразумевается совокупность процессов, способствующих передаче теплоты от сушильного агента материалу и испарению с его поверхности влаги с отводом паров в сушильный агент. Сушка – процесс массопередачи, протекающий в системе с твердой фазой. Поскольку фактическая концентрация влаги в материале больше равновесной, испаряющаяся жидкость в соответствии с законами равновесия перемещается из твердой фазы в газовую. Перенос пара во внешней фазе от поверхности материала в поток сушильного агента осуществляется конвективной диффузией, поэтому интенсивность отвода испаряющейся влаги  $g$  [кг/(м<sup>2</sup>·с)] определяется законом массоотдачи и зависит от разности парциальных давлений пара у поверхности материала  $P_m$  и в сушильном агенте  $P_c$

$$g = \beta_p \cdot (P_m - P_c), \quad (7.8)$$



где  $\beta_p$  – коэффициент массопередачи (влагообмена), отнесенный к разности парциальных давлений (обычно определяется экспериментально),  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$ .

Выражая соотношение (7.8) через теплообменные характеристики для случая испарения из тела свободной влаги или испарения жидкости со свободной поверхности, можно записать так

$$g = \frac{\alpha \cdot (t_c - t_m)}{r}, \quad (7.9)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплообмена между воздухом и влажным телом,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $t_c$  и  $t_m$  – температуры соответственно сушильного агента и поверхности материала,  $^\circ\text{C}$ ;  $r$  – скрытая теплота парообразования,  $\text{Дж}/\text{кг}$ .

Так как для сушки твердых дисперсных материалов применяются в основном конвективные сушилки, то внешний теплообмен описывается уравнением конвективного теплообмена. Тогда интенсивность потока теплоты от сушильного агента к поверхности материала,  $q$  [ $\text{Вт}/\text{м}^2$ ], можно рассчитать по уравнению

$$q = \alpha \cdot (\bar{t}_c - \bar{t}_m), \quad (7.10)$$

где  $t_c$  и  $t_m$  – средние температуры соответственно сушильного агента и поверхности материала,  $^\circ\text{C}$ .

При конвективном теплообмене процесс теплообмена между сушильным агентом и материалом может быть описан уравнением

$$\alpha \cdot (\bar{t}_c - \bar{t}_m) = R_v \rho_0 \left( c \frac{d\bar{t}}{d\tau} + r \frac{d\bar{U}}{d\tau} \right), \quad (7.11)$$

где  $R_v$  – отношение объема материала к его поверхности, с которой происходит испарение,  $\text{м}/\text{м}^2$ ;  $\rho_0$  – плотность абсолютно сухого материала,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $c$  – теплоемкость материала,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $r$  – скрытая теплота парообразования,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$\frac{d\bar{t}}{d\tau}$  – изменение температуры материала (нагрев),  $^\circ\text{C}/\text{с}$ ;

$\frac{d\bar{U}}{d\tau}$  – изменение влагосодержания материала,  $\text{кг}/\text{с}$ . Так как испарение влаги приводит к уменьшению влагосодержания материала, то величина

$\frac{d\bar{U}}{d\tau}$  – отрицательная и в расчетах учитывается по отрицательным значениям.

Правая часть равенства (7.11) учитывает расход теплоты на нагрев материала и испарение влаги из него. Перенос теплоты и перемещение

влаги внутри сушеного материала (внутренний тепло- и массообмен) в некоторых случаях решающим образом влияют на скорость процесса сушки, так как от этих процессов зависит количество влаги, подведенной к поверхности испарения. Перенос теплоты и влаги во влажном материале, характер изменения в процессе сушки его физико-механических свойств определяются в первую очередь коллоидно-физическими свойствами и формой связи влаги с материалом. В качестве потенциала переноса влаги во влажном однородном материале при изотермических условиях может быть принято влагосодержание. Действительно, если привести в соприкосновение два одинаковых тела с разным начальным влагосодержанием, то через некоторое время произойдет увлажнение более сухого тела. Движущей силой переноса влаги в данном случае будет градиент (разность влагосодержаний в различных точках, отнесенная к расстоянию между ними) влагосодержания  $\nabla U$ . Тогда интенсивность переноса влаги под действием градиента влагосодержания (интенсивность влагопроводности)  $g_{\nabla U}$  [кг/м<sup>2</sup>с] можно определить

$$g_{\nabla U} = -\alpha_m \rho_0 \nabla U, \quad (7.12)$$

где  $\alpha_m$  – коэффициент потенциалопроводности, характеризующий свойства тела в отношении развития полей потенциала переноса влаги, м<sup>2</sup>/с;  $\rho_0$  – плотность сухого тела, кг/м<sup>3</sup>. Знак минус поставлен потому, что поток влаги  $g_{\nabla U}$  направлен в сторону наименьших влагосодержаний, а векторы градиентов любых величин всегда направлены в сторону наибольших значений.

При неизотермических условиях помимо переноса влаги под действием градиента влагосодержания  $\nabla U$  существует перенос влаги под действием градиента температуры  $\nabla t$ , т.е. термовлагопроводность. Тогда удельный поток влаги, вызванный термовлагопроводностью

$$g_{\nabla t} = -\alpha_t \nabla t = -\alpha_m \delta \rho_0 \nabla t, [\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}], \quad (7.13)$$

где  $\alpha_t$  – коэффициент термического переноса влаги, кг/(м·с·°C);  $\delta$  – термоградиентный коэффициент, численно равный перепаду влагосодержания в двух точках тела, разность температур в которых составляет 1 °C в стационарном состоянии при отсутствии влагопереноса, °C<sup>-1</sup>. Термоградиентный коэффициент  $\delta$ , как и коэффициент потенциалопроводности, зависит от вида материала, влагосодержания и температуры. Зависимость  $\delta = f(u)$  имеет один максимум и два значения влагосодержания, при которых  $\delta = 0$ . Максимум обычно соответствует границе между связанной и свободной влагой. При очень низких значениях влагосодержания, когда вся влага переносится в виде пара, термоградиентный коэффициент отри-

цателен, т.е. перемещение пара происходит в сторону больших температур.

В материале при прогреве появляется избыточное давление, вызываемое расширением находящегося в материале воздуха, а также испарением влаги в пузырьках воздуха. Возникающий при этом градиент давлений  $\nabla P$  также оказывает влияние на интенсивность переноса массы. Тогда удельный поток влаги за счёт градиента давлений

$$g_{\nabla p} = -\alpha_m \rho_p \delta_0 \nabla P, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (7.14)$$

где  $\delta_p$  – коэффициент, учитывающий влияние на  $\alpha_m$  отношения изменения влагосодержания к перепаду давлений.

Если внутри материала существуют одновременно неравномерные поля влагосодержания и температуры, то интенсивность переноса влаги можно представить как сумму частных удельных потоков влаги

$$g = g_{\nabla u} + g_{\nabla t} + g_{\nabla p} = -\alpha_m \rho_0 \cdot (\nabla u \pm \delta \cdot \nabla t \pm \delta_p \cdot \nabla P), \quad (7.15)$$

Уравнение (7.15) представляет собой запись основного закона переноса влаги, знак ( $\pm$ ) обозначает, что поток влаги в зависимости от градиента влагосодержания может или усиливаться от градиентов температур и давлений при совпадении их направлений, или ослабляться при противоположных направлениях.

Коэффициент диффузии влаги или коэффициент потенциалопроводности влаги  $\alpha_m$  характеризует инерционные свойства материала при изменении в нем поля влагосодержания (он аналогичен коэффициенту температуропроводности)

$$\alpha_m = \frac{\lambda_m}{c_m \cdot \rho_o} \cdot \left[ \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right], \quad (7.16)$$

где  $\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности,  $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м} \cdot \text{М}^\circ)$ ;  $c_m$  – удельная теплоемкость,  $\text{кг}/(\text{кг} \cdot \text{М}^\circ)$ ;  $\rho_o$  – плотность абсолютно сухой массы,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

Коэффициент потенциалопроводности зависит от физических свойств тела, его влагосодержания и температуры, т.е. зависит от природы материала и при прочих равных условиях изменяется прямо пропорционально  $n$ -й степени абсолютной температуры ( $T^n$ , где  $n = 7 \dots 20$ )

$$\alpha_m = \frac{C}{1 - A \rho_o U} \cdot \left( \frac{T}{1000} \right)^n, \quad (7.17)$$

где  $A = 0,035$ ;  $n = 20$ ;  $C = (0,7...0,5) \cdot 10^5$  – для капиллярно-пористых тел;  $A = 0,020$ ;  $n = 10$ ;  $C = 0,6...0,13$  – для капиллярно-пористых коллоидных тел.

Внутренний теплообмен в материале осуществляется за счет его теплопроводности. Однако при сушке этот процесс осложняется перемещением теплоты, которую несет передвигающийся в материале поток массы. Такой процесс внутреннего теплообмена описывается уравнением

$$q = -\lambda \nabla t + ig, \quad (7.18)$$

где  $q$  – удельный поток теплоты,  $\text{кДж/м}^2$ ;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности сухого материала,  $\text{Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$ ;  $i$  – теплота, перемещающаяся в материале с удельным потоком массы,  $\text{кДж/кг}$ .

Подставив в уравнение (7.18) величину удельного потока влаги  $g$ , получим уравнение, определяющее процесс внутреннего тепломассообмена при сушке

$$q = -\lambda \nabla t + (-i_u \alpha_m \rho_0 \nabla U \pm i_t \alpha_m \rho_0 \delta \nabla t \pm i_p \alpha_m \rho_0 \delta_p \nabla P), \quad (7.19)$$

где  $i_u$ ,  $i_t$  и  $i_p$  – количество теплоты, перемещающееся с частными потоками влаги за счет градиентов соответственно влагосодержания, температуры и давления,  $\text{кДж/кг}$ .

Решение уравнений (7.15) и (7.19) требует для определения коэффициентов  $\alpha_m$ ,  $\delta$  и  $\delta_p$  экспериментальных исследований, что представляет значительные трудности. Однако аналитическое исследование механизма тепло- и массопереноса, проведенное по этим уравнениям, дает возможность выбрать наиболее рациональные условия сушки материала.

#### 7.4. Кинетика процесса сушки

Под кинетикой процесса сушки обычно понимают изменение по объему высушиваемого материала средних значений влагосодержания  $U$  и температуры материала  $\theta$  с течением времени  $\tau$ .

Графическая зависимость  $U = f(\tau)$  называется кривой сушки. Большой практический интерес представляет также изменение скорости сушки с течением времени.

Под скоростью сушки понимают изменение влагосодержания материала в единицу времени. Следует отличать скорость сушки  $du/d\tau$  от скорости массопередачи или интенсивности испарения влаги  $dW/sd\tau$ , которая определяет массу влаги, испаряемой с единицы поверхности материала в единицу времени. Скорость сушки можно определить графическим дифференцированием кривой сушки по тангенсу угла наклона к оси абсцисс касательной, проведенной к данной точке кривой сушки. Откладывая в координатах  $U - du/d\tau$  значения  $\text{tg} \alpha = du/d\tau$ , можно построить кривую

скорости сушки. Как видно из рис. 7.3, на всех этих кривых можно выделить ряд характерных периодов.

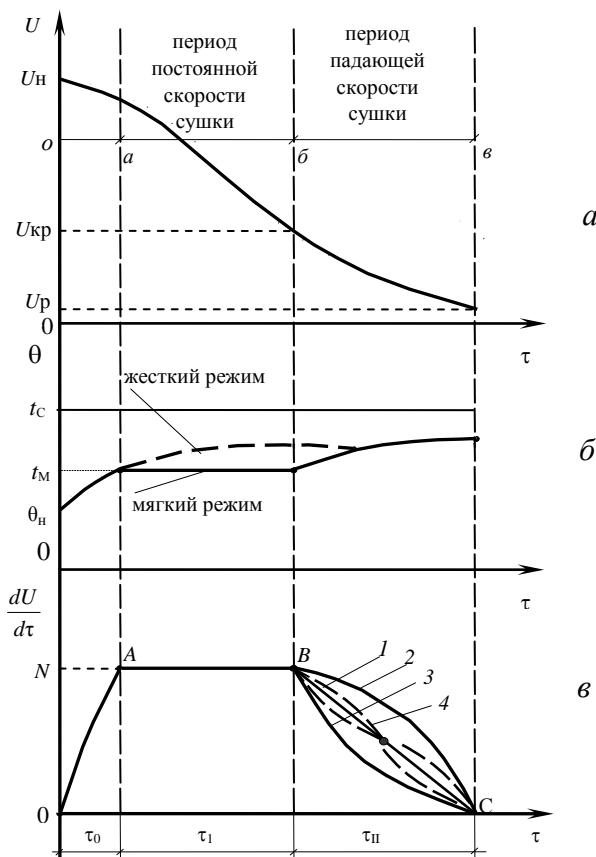


Рис. 7.3. Кривые сушки:  $a$  – изменение влагосодержания материала,  $б$  – изменение температуры материала,  $в$  – изменение скорости сушки:  
 1 – волокнистые материалы; 2 – коллоидные материалы; 3 – капиллярно-пористые коллоидные; 4 – глина; 5 – сухари

Период прогрева (участок О-а) характеризуется: уменьшением влагосодержания от начального  $U_n$  до некоторого промежуточного значения, увеличением температуры материала от начальной  $\theta_n$  до температуры мокрого термометра  $t_m$  и увеличением скорости сушки от нуля до максимального ее значения  $N$ .

Участок  $a - б$ , соответствующий снижению влагосодержания до критического значения  $U_{кр}$ , носит название *периода постоянной скорости*

сушки (он еще называется *I* периодом), что наглядно видно на нижней кривой. Интенсивность испарения с поверхности влажного материала в этом периоде при мягких режимах сушки совпадает с интенсивностью испарения жидкости со свободной поверхности при тех же параметрах сушильного агента.

Невысокая температура сушильного агента, небольшие скорости его движения и достаточно большая относительная влажность, имеющие место при мягких режимах сушки, способствуют тому, что температура материала практически не изменяется в течение всего периода и близка к температуре мокрого термометра, а парциальное давление пара у поверхности испарения равно давлению насыщения при температуре мокрого термометра. В этом периоде вся подводимая теплота тратится не на нагрев материала, а на испарение поверхностной влаги.

Поэтому температура не меняется, а у поверхности материала устанавливается гигротермическое равновесие, соответствующее состоянию мокрого термометра.

Изменение влагосодержания во времени происходит линейно, поэтому скорость сушки постоянна и зависит лишь от условий тепло- и массообмена сушильного агента и сушеного материала, т.е. от температурного режима, относительной влажности и скорости сушильного агента.

Для первого периода мягкого режима сушки можно написать уравнение баланса теплоты

$$q = \alpha(t_c - t_m) = g \cdot r, \quad (7.20)$$

где  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – коэффициент теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $t_c$  и  $t_m$  – температуры сушильного агента и поверхности тела, °С;  $g$  – интенсивность испарения, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $r$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Скорость сушки в периоде постоянной скорости ( $du/d\tau$ ) =  $N$  является максимальной вследствие того, что удаляется свободная влага, менее прочно связанная со скелетом тела. Она может быть определена из выражения

$$N = \frac{gF}{\rho_0 V} = K, \quad (7.21)$$

где  $K$  – константа скорости сушки, ( $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$ )/с;  $\rho_0$  – плотность сухого материала, кг/м<sup>3</sup>;  $F$  и  $V$  – площадь поверхности, м<sup>2</sup>, и объем, м<sup>3</sup>, сушеного материала.

По известной скорости сушки, т.е. по интенсивности испарения влаги с поверхности влажного материала, определяют продолжительность периода постоянной скорости сушки  $\tau_1$ , с

$$\tau_1 = \frac{1}{K} (U_n - U_{кр}) = \frac{1}{N} (U_n - U_{кр}) = \frac{\rho_0 V}{gF} (U_n - U_{кр}). \quad (7.22)$$

При жестких режимах сушки, когда интенсивность испарения достаточно велика, средняя температура материала в периоде постоянной скорости сушки непрерывно растет. Это происходит потому, что подвод влаги из внутренних слоев к поверхности материала меньше, чем возможности отвода в окружающую среду, вследствие чего происходит углубление зоны, из которой осуществляется испарение жидкости. Верхние слои материала обезвоживаются, и их температура непрерывно повышается. Увеличение температуры верхних слоев приводит к росту средней температуры сушимого материала.

Период постоянной скорости сушки продолжается до некоторого значения влагосодержания, называемого критическим,  $U_{кр}$ . Начиная с этого момента времени (участок б-в на рис. 7.3), влаги, подводимой к наружным слоям, будет недостаточно для полного смачивания поверхности — сначала на ней появляются сухие участки ("островки"), а затем вся поверхность материала оказывается сухой и зона испарения углубляется внутрь материала. С момента, когда количество влаги, подводимое к поверхности, станет меньше того, которое могло бы испариться, скорость сушки начинает уменьшаться от своего максимального значения  $N$  до нуля. Этот период называется *периодом падающей скорости* сушки или *вторым периодом*.

Скорость сушки равна нулю после достижения материалом равновесного влагосодержания  $U_p$ . Известно, что при испарении влаги из материала существуют одновременно два потока молекул влаги: один направлен от поверхности материала в окружающую среду (собственно испарение), другой — из окружающей среды к поверхности материала (конденсация). До тех пор пока процесс испарения превалирует над процессом конденсации, происходит убыль влаги из материала. Равновесное влагосодержание соответствует такому состоянию, когда оба потока равны, при этом количество влаги в материале остается постоянным. Температура материала во II периоде непрерывно повышается, стремясь к температуре омывающего его сушильного агента. В период падающей скорости печения процесса сушки обуславливается диффузией влаги к поверхности испарения, т.е. внутренней диффузией, скорость которой определяется структурой материала, его толщиной, начальным влагосодержанием и мало зависит от внешних условий.

На кривой скорости сушки различают две критические точки (перегибы на рис.7.3). Первая из них соответствует началу убывания скорости

(т. *B*), когда температура на поверхности материала продолжает еще оставаться равной  $t_m$ , а влагосодержание достигает критического  $U_{кр}$ . Вторая критическая точка (т. *D*) характеризует такое состояние, когда  $U$  на поверхности материала равно  $U_p$ . Характер изменения скорости сушки в периоде падающей скорости зависит от формы связи влаги с материалом. Построив зависимость  $du/d\tau = f(U)$ , по кривым сушки для различных материалов, можно получить несколько типов изменения скорости сушки в этом периоде (рис. 7.3).

В течение периода падающей скорости сушки влага внутри твёрдого материала перемещается как в виде жидкости, так и в виде пара под действием капиллярных сил и теплового воздействия. Скорость внутренней диффузии зависит от структуры материала и его температуры, а также от физико-химических свойств жидкости. Так как факторов много, то точного математического описания нет, поэтому в большинстве случаев время сушки во II периоде находится экспериментальным путем, но можно с достаточной точностью определить его по уравнению

$$\tau_2 = \frac{U_{кр} - U_p}{N} \lg \frac{U_{кр} - U_p}{U_k - U_p}, \quad (7.23)$$

где  $U_k$  – конечное влагосодержание материала, кг/кг.

Общая продолжительность процесса сушки  $\tau$  определяется суммированием времени сушки в периодах постоянной и падающей скорости сушки  $\tau = \tau_1 + \tau_2$ .

При определении плотности теплового потока к материалу  $q$  в периоде падающей скорости необходимо учесть, что теплота расходуется не только на испарение влаги, но и на нагрев всего тела

$$q = \left( c\rho_0 \frac{V}{F} \cdot \frac{dt}{d\tau} + \frac{\rho_0 V}{F} r \frac{du}{d\tau} \right), \text{Вт/м}^2, \quad (7.24)$$

где  $c$  – удельная теплоемкость влажного тела, Дж/(кг·°C);  $dt/d\tau$  – изменение температуры тела за бесконечно малый промежуток времени, °C/c;  $du/d\tau$  – изменение влагосодержания тела за бесконечно малый промежуток времени.

Значения остальных величин приведены выше. Первый член правой части уравнения (8.24) соответствует количеству теплоты, пошедшей на нагрев тела, второй – на испарение влаги.

## 7.5. Теплотехнические расчеты процесса конвективной сушки

Расчет сушильных аппаратов состоит из следующих этапов: 1) по требуемой производительности составляют материальный баланс сушилки и



определяют количество испаряемой влаги; 2) составляют тепловой баланс и находят требуемое количество теплоты, топлива, пара и сушильного агента; 3) определяют требуемую поверхность тепло- и массообмена; 4) находят рабочий объем и габариты сушилки; 5) исходя из результатов расчета, обосновывают рациональный способ сушки и конструкцию сушилки.

### 7.5.1. Материальный баланс

Материальным балансом процесса сушки называется уравнение, выражающее закон сохранения массы материалов и веществ, участвующих в сушильных процессах.

В сушилку поступают влажный материал и сушильный агент, каждый из которых состоит из сухой части и влаги. Для составления баланса обозначим:

$G_c$  – расход абсолютно сухого материала в сушилке, кг/с;  $G_1$  – расход влажного материала, поступающего на сушку, кг/с;  $G_2$  – расход высушенного материала, кг/с;  $\omega_1, \omega_2$  – соответственно начальная и конечная влажности материала (считая на общую массу, т.е. относительные), %;  $W$  – количество влаги, удаляемой из материала при сушке в единицу времени, кг/с;  $L$  – расход абсолютно сухого воздуха, кг/с;  $X_0, X, X_2$  – влагосодержания воздуха соответственно на входе в калорифер, на входе и выходе сушилки.

*Материальный баланс будет иметь следующий вид:*

– *по всему материалу, подвергаемому сушке*

$$G_1 = G_2 + W; \quad (7.25)$$

– *по абсолютно сухому веществу в материале*

$$G_c = G_1 \frac{100 - \omega_1}{100} = G_2 \frac{100 - \omega_2}{100}. \quad (7.26)$$

Из уравнения (7.26) следует

$$G_1 = G_2 \frac{100 - \omega_2}{100 - \omega_1}, \quad (7.27)$$

$$G_2 = G_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_2}. \quad (7.28)$$

Обычно целью составления материального баланса является определение количества влаги  $W$ , удаляемой при сушке

$$W = G_1 - G_2. \quad (7.29)$$

Тогда, подставляя в выражение (7.29) уравнения (7.27) и (7.28), получим

$$W = G_1 - G_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_2} = G_1 \frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_2}, \quad (7.30)$$

или

$$W = G_2 \frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_1}. \quad (7.31)$$

Если известно  $W$ , то можно определить  $G_2$ . Уравнения (7.30) и (7.31) являются основными уравнениями материального баланса процесса сушки.

Иногда в расчетах удобнее использовать абсолютную влажность или влагосодержание  $U$

$$W = G_1 \frac{\omega_1^{\text{абс}} - \omega_2^{\text{абс}}}{100 + \omega_1^{\text{абс}}} = G_2 \frac{\omega_1^{\text{абс}} - \omega_2^{\text{абс}}}{100 + \omega_2^{\text{абс}}}, \quad (7.32)$$

или

$$W = G_1 \frac{U_1 - U_2}{1 + U_1} = G_2 \frac{U_1 - U_2}{1 + U_2}. \quad (7.33)$$

Если известна производительность сушилки по абсолютно сухому материалу  $G_c$ , то

$$W = G_c \frac{\omega_1^c - \omega_2^c}{100}, \quad (7.34)$$

где  $\omega_1^c$ ,  $\omega_2^c$  – соответственно начальная и конечная влажности материала (считая на массу абсолютно сухого материала), %.

Пересчет относительной влажности на влажность по абсолютно сухому материалу производится по формуле

$$\omega^c = \frac{100\omega}{100 - \omega}. \quad (7.35)$$

При расчете конвективных сушилок помимо баланса по высушиваемому материалу составляется материальный баланс по влаге, из которого находят расход сухого воздуха на сушку.

Рассмотрим основную схему процессов конвективной сушки на примере воздушной сушилки, в которой воздух нагревается только в подогревателе (калорифере) перед сушилкой и однократно проходит через сушилку (рис. 7.4).

Пусть на сушку поступает  $L$  [кг/с] абсолютно сухого воздуха с влагосодержанием  $X_0$  [кг/кг]. Из сушилки (при отсутствии потерь воздуха)

выходит то же количество абсолютно сухого воздуха, а влагосодержание его меняется до  $X_2$  [кг/кг]. Тогда материальный баланс по влаге будет иметь такой вид (по сушильному агенту)

$$LX_0 + W = LX_2. \quad (7.36)$$

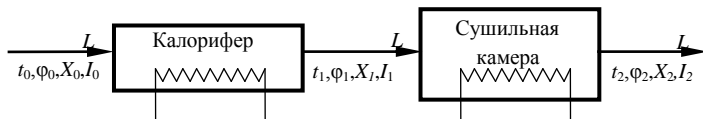


Рис. 7.4. Принципиальная схема конвективной воздушной сушилки непрерывного действия (основной вариант процесса сушки)

Отсюда расход абсолютно сухого воздуха

$$L = \frac{W}{X_2 - X_0}. \quad (7.37)$$

Разделив каждый член уравнения (7.39) на  $W$ , получим удельный расход воздуха (на 1 кг испаряемой влаги)

$$\ell = \frac{L}{W} = \frac{1}{X_2 - X_0}. \quad (7.36)$$

При проектировании сушилки, в том числе и при выборе вспомогательного оборудования и соединительных трубопроводов, следует помнить, что объемный расход сушильного агента  $V$  зависит от его влагосодержания

$$V = \frac{L(1 + X)}{\rho}, \quad (7.39)$$

где  $\rho$  – плотность сушильного агента, кг/м<sup>3</sup>, рассчитывается по формуле

$$\rho = \frac{MT_0P}{22,4TP_0}, \quad (7.40)$$

где  $M$  – молекулярная масса воздуха, кг;  $T_0$  и  $T$  – соответственно абсолютные температуры сушильного агента при нормальных и заданных условиях,  $P_0$  и  $P$  – соответственно нормальное атмосферное давление и давление сушильного агента, Па.

### 7.5.2. Тепловой баланс

Для составления теплового баланса конвективной сушилки воспользуемся ее общей схемой (рис. 7.4).

Введем дополнительные обозначения:

$\theta_1, \theta_2$  – температуры материала на входе и выходе из сушилки, °С;  
 $C_{с.м}, C_{с.в}$  – удельная теплоемкость абсолютно сухого материала и удельная теплоемкость влаги, кДж/(кг·°С).

В сушилку подается влажный воздух, содержащий  $L$  [кг/с] абсолютно сухого воздуха. Перед калорифером воздух имеет энтальпию  $I_0$  [кДж/кг], а на входе в сушилку  $I_1$ . В процессе сушки в результате передачи тепла материалу, поглощения испаряющейся из материала влаги и потерь тепла в окружающую среду энтальпия воздуха изменяется, и на выходе из сушилки энтальпия обработанного воздуха составляет  $I_2$  [кДж/кг].

Если в сушилке есть транспортные устройства, то:

$G_T$  – масса транспортных устройств в единицу времени, кг/с;  $C_T$  – средняя удельная теплоемкость материала транспортных устройств, кДж/(кг·°С);  $t_{тн}, t_{тк}$  – температуры транспортных устройств на входе и выходе из сушилки, °С. Относительную влажность материала  $\omega$  выразим не в процентах, а долях.

Согласно схеме на рис. 7.4, тепло передается сушильному агенту в основном калорифере ( $Q_k$ ), расположенном перед сушилкой, и может подводиться с помощью дополнительного калорифера, расположенного в сушильной камере ( $Q_d$ ). Потери тепла в окружающую среду обозначим  $Q_{п.}$ . Тогда, согласно закону сохранения энергии, тепловой баланс выглядит следующим образом:

#### *Приход тепла*

С наружным воздухом –  $L I_0$ , так как  $G_1 = G_2 + W$ .

С абсолютно сухим материалом –  $G_2(1 - \omega_2) C_{с.м1} \theta_1$ .

С остаточной влагой –  $G_2 \omega_2 C_{в1} \theta_1$ .

С влагой, испаряемой из материала, –  $W C_{в1} \theta_1$ .

С транспортными устройствами –  $G_T C_{T1} t_{тн}$ .

В основном внешнем калорифере –  $Q_k$ .

В дополнительном калорифере –  $Q_d$ .

#### *Расход тепла*

С отработанным воздухом –  $L I_2$ .

С абсолютно сухим материалом –  $G_2(1 - \omega_2) C_{с.м2} \theta_2$ .

С остаточной влагой –  $G_2 \omega_2 C_{в1} \theta_2$ .

С транспортными устройствами –  $G_T C_{T2} t_{тк}$ .

Потери тепла в окружающую среду –  $Q_{п.}$ .

В тепловом балансе сумма статей прихода должна равняться сумме статей расхода.

При установившемся процессе сушки тепловой баланс выражается равенством

$$LI_0 + G_2(1 - \omega_2)C_{с.м1}\theta_1 + G_2\omega_2C_{в1}\theta_1 + WC_{в1}\theta_1 + G_Tc_{T1}t_{ТН} + Q_K + Q_D = \\ = LI_2 + G_2(1 - \omega_2)C_{с.м2}\theta_2 + G_2\omega_2C_{в2}\theta_2 + G_Tc_{T2}t_{ТК} + Q_{П}. \quad (7.40)$$

Из уравнения (7.43) можно определить общий расход тепла на сушку

$$Q_K + Q_D = L(I_2 - I_0) + G_2(1 - \omega_2)C_{с.м}(\theta_2 - \theta_1) + \\ + G_2\omega_2C_{в}(\theta_2 - \theta_1) + G_Tc_T(t_{ТН} - t_{ТК}) - WC_{в1}\theta_1 + Q_{П}. \quad (7.42)$$

Разделив обе части равенства (7.42) на  $W$ , получим выражение для удельного расхода тепла (на 1 кг испаренной влаги)

$$q_K + q_D = \ell(I_2 - I_0) + q_{о.в} + q_M + q_T - C_{в1}\theta_1 + q_{П}. \quad (7.43)$$

Общий расход тепла в основном калорифере можно вычислить по формуле:

$$Q_K = L(I_1 - I_0). \quad (7.44)$$

Тогда удельный расход тепла в основном калорифере

$$q_K = \frac{Q_K}{W} = \frac{L(I_1 - I_0)}{W} = \ell(I_1 - I_0) = \frac{I_1 - I_0}{X_2 - X_0}, \text{ кДж/кг}. \quad (7.45)$$

Подставляя  $q_K$  в уравнение (7.43), находим

$$\ell(I_1 - I_0) + q_D = \ell(I_2 - I_0) + q_M + q_{о.в} + q_T - C_{в1}\theta_1 + q_{П}. \quad (7.46)$$

Или, группируя члены уравнения, для воздуха и материала, и меняя знаки на противоположные, получаем

$$\frac{I_2 - I_1}{X_2 - X_0} = (q_D + C_{в1}\theta_1) - q_M - q_{о.в} - q_T - q_{П} = \Delta. \quad (7.47)$$

где  $\Delta$  – внутренний баланс сушильной камеры, который выражает разность между приходом и расходом тепла непосредственно в камере сушки, без учета тепла, приносимого и уносимого воздухом, нагретым в основном калорифере.

По сушильному агенту внутренний баланс сушильной камеры можно записать так:

$$\Delta = \frac{I_2 - I_1}{X_2 - X_0}. \quad (7.48)$$

Для анализа и расчета процессов сушки удобно ввести понятие теоретической сушилки, в которой  $\theta_{м1} = 0$ , а также нет расхода тепла на нагрев материала и транспортных устройств, нет дополнительного подвода тепла и потерь тепла в окружающую среду, т.е.  $\Delta = 0$ , а  $I_1 = I_2$ . В действительной сушке  $I_1 \neq I_2$ , так как существуют потери.

Параметры начального и конечного состояний сушильного агента можно рассчитать аналитически по заданным начальной и конечной температурам и его начальному влагосодержанию. Энтальпия влажного газа (на 1 кг сухого газа) равна сумме энтальпий сухого газа  $I_r$  и пара  $I_n$ :

– для начальных условий

$$I_0 = C_r t_0 + I_{n0} X_0, \quad (7.49)$$

где  $I_{n0} = r_0 + C_{n0} t_0$ ;

– для конечных условий

$$I_2 = C_r t_2 + I_{n2} X_2, \quad (7.50)$$

где  $I_{n2} = r_0 + C_{n2} t_2$ .

Решая совместно уравнения (7.50...7.51), получим

$$I_2 = \frac{C_r t_2 \Delta + I_{n2} (X_0 \Delta - I_0)}{\Delta - I_{n2}}. \quad (7.51)$$

Из уравнения (7.50) найдем

$$X_2 = \frac{I_2 - I_0}{\Delta} + X_0. \quad (7.52)$$

Для расчета  $\Delta$  необходимо определить удельные затраты:  $q_d$ ,  $q_m$ ,  $q_{o.v}$ ,  $q_r$  и  $q_n$ .

Удельные затраты дополнительно вводимого тепла рассчитывают по формуле

$$q_d = \frac{Q_d}{W}. \quad (7.53)$$

Общее количество  $Q_d$  определяют по уравнению теплопередачи от греющих элементов к дисперсному потоку газовзвеси

$$Q_d = \alpha S_{rp} (t_{rp} - t_{гг}), \quad (7.54)$$

где  $t_{г.р}$  и  $t_{г.г}$  – температуры соответственно греющего элемента и потока газовзвеси, °C;  $S_{г.р}$  – поверхность греющих элементов, м<sup>2</sup>.

Удельный расход тепла на нагрев остаточной влаги в материале рассчитывают по формуле

$$q_{o.b} = \frac{G_2 \omega_2 C_2 (\theta_2 - \theta_1)}{W}. \quad (7.55)$$

Удельный расход тепла на нагрев материала в первом приближении оценивается по формуле

$$q_m = \frac{G_2 (1 - \omega_2) C_{с.м} (\theta_2 - \theta_1)}{W}. \quad (7.56)$$

Конечная температура материала  $\theta_2$  обычно принимается либо на 5...10 °С выше температуры мокрого термометра, определяемой по параметрам сушильного агента на входе в сушилку при "мягком" режиме, либо приближается к температуре кипения влаги при "жестком" режиме. Начальную температуру материала  $\theta_1$  принимают равной температуре мокрого термометра при средних параметрах окружающего воздуха.

Удельный расход тепла на нагрев транспортных устройств определяют по формуле

$$q_m = \frac{G_T C_T (t_{TK} - t_{TH})}{W}. \quad (7.57)$$

Потери тепла в окружающую среду в начале расчета неизвестны, так как они зависят от габаритов и формы аппарата. Практически принимают 120...600 кДж/кг (меньшее значение берут для крупнотоннажных сушилок). После определения габаритов сушилки необходимо определить потери тепла в окружающую среду через найденную поверхность теплообмена по формуле

$$q_{\pi} = \frac{Q_K}{W} = \frac{KS_{\text{ап}} (t - t_{\text{окр}})}{W}, \quad (7.58)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи через стенку сушилки и изоляцию (обычно не более 1,2 Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $t = (t_1 + t_2)/2$  – средняя температура газа в сушилке;  $S_{\text{ап}}$  – наружная поверхность аппарата;  $t_{\text{окр}}$  – температура окружающей среды.

Расход теплоты на сушку с учетом коэффициента полезного действия ( $\eta$ ) калорифера или топки (без дополнительного подогрева)

$$Q = \frac{Q_K}{\eta} = \frac{L(I_1 - I_0)}{\eta} = \frac{W(I_1 - I_0)}{\eta(X_2 - X_0)} = \frac{W}{\eta} q; \quad (7.61)$$

Коэффициент полезного действия паровых и электрических калориферов принимают равным 0,98...0,99; а огневых калориферов – 0,6...0,7. Коэффициент полезного действия топки ( $\eta_T$ ) принимают равным 0,95.

Расход пара в калорифере

$$D = \frac{Q_k}{r} = \frac{L(I_1 - I_0)}{r} = \frac{W}{X_2 - X_1} \cdot \frac{I_1 - I_0}{r} = \frac{W}{r} q. \quad (7.59)$$

Таким образом, тепловой баланс сушилки позволяет определять суммарный расход теплоты  $Q$ , тепловую мощность генератора теплоты, расход сушильного агента (при заданном температурном режиме);  $t$  и  $X$  сушильного агента на выходе (при заданном расходе сушильного агента), а также тепловую экономичность сушилки по ее показателю  $q_k$

$$q_k = \frac{I_1 - I_0}{X_2 - X_0}. \quad (7.60)$$

## 7.6. Теплотехнологические схемы и графо-аналитический метод расчета конвективных сушильных установок

Наибольшее распространение в практике сушки получил нормальный сушильный вариант (схема с однократным использованием сушильного агента без дополнительного подогрева). Для повышения тепловой экономичности сушки или снижения предельной температуры нагрева сушильного агента, для проведения сушки во влажном сушильном агенте иногда целесообразно использовать более сложные теплотехнологические схемы сушильных установок. Нашли применение сушилки с рециркуляцией сушильного агента, многозонные установки с промежуточным подогревом сушильного агента в отдельных зонах, многозонные установки с промежуточным подогревом и рециркуляцией, установки с рециркуляцией сушильного агента из последней зоны в первую, с использованием топочных газов и др.

Тепловой расчет сушильных установок может быть выполнен аналитически или графоаналитически при помощи  $I$ - $X$  диаграммы влажного воздуха, *Графоаналитический метод расчета* менее трудоемок, прост и нагляден, поэтому широко используется в инженерной практике. Однако в нём ограничено применение ЭВМ для выбора оптимальных вариантов сушки.

*Характеристика  $I$ - $X$  диаграммы влажного воздуха* (рис. 7.5). Она была предложена в 1918 г. Л.К. Рамзиным и разработана совместно с М.Ю. Лурье для постоянного давления 99,4 кПа, которое можно считать среднегодовым для центральных районов России.  $I$ - $X$  диаграмма построена в косоугольной системе координат. Угол между осями координат  $135^\circ$ , причем на оси ординат отложены в определенном масштабе энтальпии  $I$ , а на наклонной оси абсцисс – влагосодержания  $X$ , которые для удобства пользования диаграммой спроектированы на вспомогательную ось, перпендикулярную оси ординат. На диаграмме нанесены: 1) линии постоянного влагосодержания ( $X = \text{const}$ ) – вертикальные прямые, парал-



тельные оси ординат; 2) линии постоянной энтальпии ( $I = \text{const}$ ) – прямые, параллельные оси абсцисс, т.е. идущие под углом  $135^\circ$  к горизонту; 3) линии постоянных температур, или изотермы ( $t = \text{const}$ ); 4) линии постоянной относительной влажности ( $\phi = \text{const}$ ); 5) линии парциальных давлений водяного пара  $P_n$  во влажном воздухе, значения, которых отложены в масштабе на правой оси ординат диаграммы.

Линии  $\phi = \text{const}$  образуют пучок расходящихся кривых, выходящих из одной точки с координатами  $t = -273^\circ \text{C}$  и  $X = 0$ . При температуре  $99,4^\circ \text{C}$  давление насыщенного пара  $P_n$  становится равным барометрическому,  $B = 99,4 \text{ кПа}$ , для которого построена  $I$ - $X$  диаграмма.

Тогда  $\phi = P_n/B$  и влагосодержание вычисляется по формуле:

$$X = \frac{M_n}{M_{\text{с.в.}}} \cdot \frac{\phi P_n}{B - \phi P_n} = 0,622 \frac{P_n}{B - P_n} = 0,622 \frac{\phi}{1 - \phi}. \quad (7.61)$$

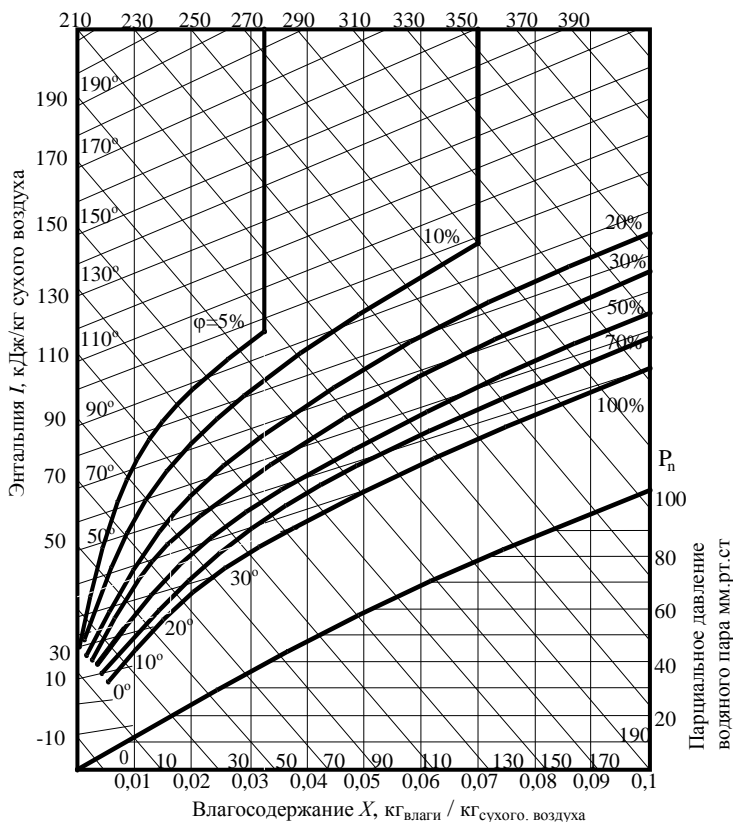


Рис 7.5. Диаграмма состояния влажного воздуха при давлении 99,4 кПа

Следовательно, при температуре  $t \geq 99,4$  °С относительная влажность воздуха  $\phi$  не зависит от температуры и практически является величиной постоянной, так же как и влагосодержание  $X$ .

Поэтому при  $t = 99,4$  °С линии  $\phi$  имеют резкий перелом и идут почти вертикально вверх. Линия  $\phi = 100\%$  соответствует насыщению воздуха водяным паром при данной температуре и делит площадь диаграммы на две области. Область над кривой насыщения отвечает ненасыщенному влажному воздуху, используемому в качестве сушильного агента. Под кривой насыщения находится область пересыщенного паром воздуха и для расчета сушилок интереса не представляет.

Рассмотрим основы графоаналитического метода расчета некоторых характерных сушильных установок.

**Сушка с однократным использованием сушильного агента.** Рассмотрим основную схему процесса конвективной сушки на примере воздушной сушилки, в которой воздух нагревается только в основном калорифере и однократно проходит через сушилку.

Поскольку использование  $I$ - $X$  диаграммы для расчетов процесса сушки подразумевает лишь анализ изменения состояния сушильного агента при его движении в сушильной установке, принципиальная схема такой установки может быть представлена упрощенно.

На рис. 7.6 приведена принципиальная теплотехнологическая схема сушилки (а) и изображение процесса сушки на  $I$ - $X$  диаграмме (б).

Для расчета и построения должны быть известны два любых параметра наружного воздуха, обычно  $t_0$  и  $\phi_0$ , а также  $t_1$  и  $t_2$  или  $\phi_2$ .

На пересечении линий  $t_0 = \text{const}$  и  $\phi_0 = \text{const}$  находят точку  $A$ , характеризующую состояние воздуха перед калорифером. Из точки  $A$  проводят вертикаль до пересечения с изотермой  $t_1 = \text{const}$ . Точка пересечения  $B$  характеризует состояние воздуха перед входом в сушильную камеру.  $AB$  – процесс нагрева воздуха в калорифере, протекающий при  $X_0 = X_1 = \text{const}$ .

Из точки  $B$  проводят линию  $I_1 = \text{const}$  до пересечения с  $t_2$  или  $\phi_2$ . Для изображения изменения состояния воздуха в действительной из точки  $B$  проводят линию  $I_1 = \text{const}$  до пересечения с  $t_2$  или  $\phi_2$ . Получаем точку  $C$ , отражающую состояние отработанного воздуха на выходе из теоретической сушилки.

Линия  $BC$  характеризует процесс сушки в камере теоретической сушилки, а ломаная  $ABC$  представляет собой графическое изображение всего процесса в теоретической сушилке.

Определив положение точки  $C$ , легко рассчитать удельные расходы воздуха  $\ell_t$  и теплоты (тепловую экономичность)  $q_{\text{кт}}$  в основном калорифере теоретической сушилки

$$\ell_{\tau} = \frac{1}{X_{2\tau} - X_1}, \quad (7.62)$$

$$q_{\text{КТ}} = \frac{I_1 - I_2}{X_{2\tau} - X_1}, \quad (7.63)$$

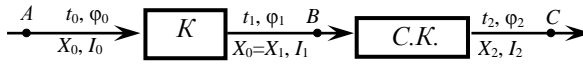
а также общие расходы воздуха и теплоты

$$L_T = \ell \cdot W, \quad (7.64)$$

$$Q_T = q_{\text{КТ}} \cdot W. \quad (7.65)$$

Чем меньше показатель  $q_{\text{КТ}}$ , тем выше тепловая эффективность сушки.

*a*



*б*

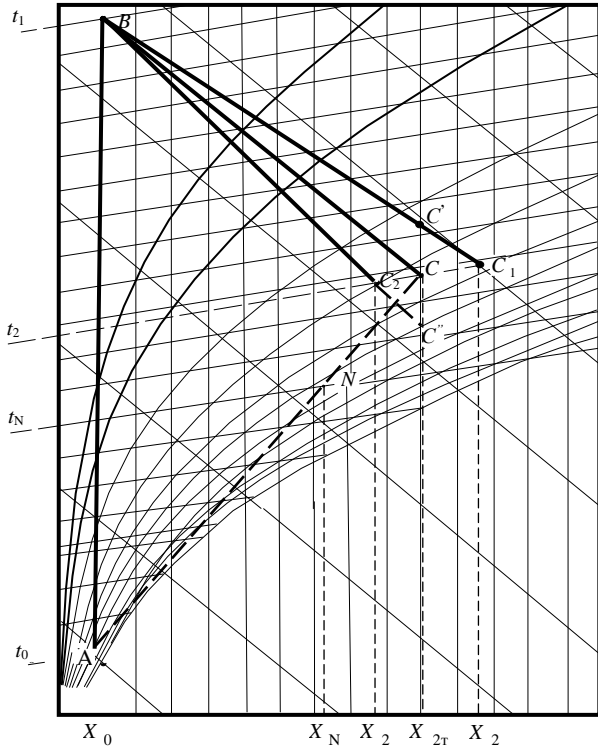


Рис. 7.6. Сушка воздухом с однократным использованием сушильного агента:

*a* – принципиальная теплотехнологическая схема установки;

*б* – построение процесса на  $I$ - $X$  диаграмме

Из точки  $B$  проводят линию  $I_1 = \text{const}$  до пересечения с  $t_2$  или  $\varphi_2$ . Для изображения изменения состояния воздуха в действительной сушилке предварительно рассчитывают  $\Delta$ . Линия действительной сушки пройдет выше или ниже линии теоретической сушки в зависимости от знака  $\Delta$ : если  $\Delta < 0$  (без дополнительного подогрева) – линия пройдет ниже, если  $\Delta > 0$  (с дополнительным подогревом) – выше теоретической.

Из уравнения теплового баланса следует, что:

$$\Delta = \frac{I_2 - I_1}{X_2 - X_0}, \quad (7.66)$$

или

$$I_2 - I_1 = \Delta \cdot (X_2 - X_0). \quad (7.67)$$

Отсюда  $I'_2$  или  $I''_2 = I_1 \pm \Delta \cdot (X_{2m} - X_0)$ .

Соединяя точку  $C'$  или  $C''$  (в зависимости от знака  $\Delta$ ), определяемую координатами  $X_{2т}$  и  $I'_2$  или  $I''_2$ , с точкой  $B$ , проводим линию  $BC_2$  или  $BC_1$  до пересечения с изотермой  $t_2$ . Линии  $BC_2$  и  $BC_1$  являются линиями действительной сушки без дополнительного и с дополнительным подогревом сушильного агента соответственно.

Помимо расчета количества сушильного агента и тепла, пошедших на сушку, при построении процесса сушки на  $I$ - $X$  диаграмме можно определить неорганизованные (балластные) присосы окружающего воздуха на участке между сушильной камерой и отсасывающим вентилятором. Для этого необходимо соединить точки  $A$  и  $C$  прямой линией, которая будет характеризовать процесс смешения отработанного воздуха с атмосферным (рис. 7.7, б). На пересечении изотермы  $t_N$  с линией  $AC$  находим точку  $N$ , которая соответствует параметрам отработанного воздуха, выбрасываемого вентилятором в атмосферу ( $t_2 > t_N$ ), т.е. разбавленного атмосферным за счет присосов. Тогда отношение массы балластного воздуха к массе отработанного  $n$  определится из отношения отрезков:  $n = \frac{CN}{AN}$ , или масса балластного воздуха в процентах от отработанного

$$M = \frac{n}{n+1} \cdot 100. \quad (7.68)$$

Удельный расход отработанного воздуха, разбавленного балластным, можно определить по формуле

$$\ell = \frac{1}{X_N - X_0}. \quad (7.69)$$

Итак, в данном случае построение на  $I$ - $X$  диаграмме процессов изменения состояния воздуха в сушильной установке позволяет выяснить, насколько надежны уплотняющие устройства и соответствует ли отсасывающий вентилятор или дымосос имеющимся условиям.

Для наглядного анализа влияния различных параметров сушильного процесса на его тепловую экономичность выразим  $q_k$  через тангенс угла наклона линии  $AC$  к оси  $X$ . В соответствии с формулой (7.60) и рис. 7.7 можно записать

$$q_k = \frac{I_B - I_A}{X_C - X_A}. \quad (7.70)$$

С учетом масштабов по оси  $I$  и  $X$  ( $M_I$  и  $M_X$ ),  $(X_C - X_A) = DC \cdot M_X$ , а  $(I_B - I_A) = AB \cdot M_I = (AD + DB) \cdot M_I$ .

Поскольку углы  $BCD$  и  $DBC$  равны  $45^\circ$ , то  $BD = DC$ .

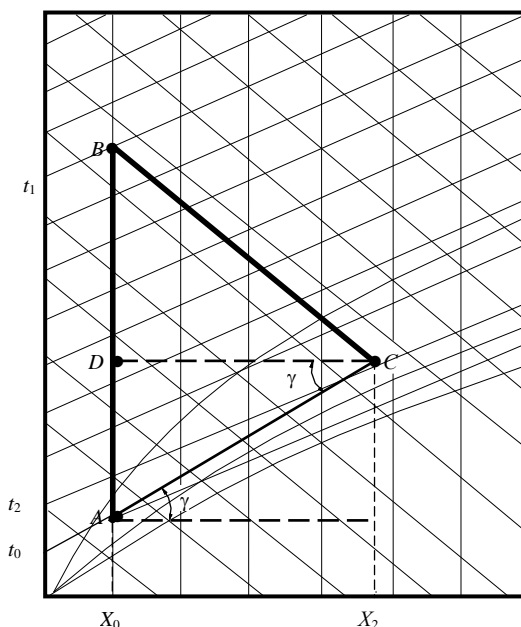


Рис. 7.7. Графическое определение тепловой экономичности конвективной сушки

Обозначив отношение масштабов через  $m = \frac{M_I}{M_X}$ , получим:

удельный расход теплоты в калорифере

$$q_{\text{кт}} \frac{(DB + AD)}{DC} \cdot \frac{M_1}{M_x} = (1 + tg\gamma) \cdot m, \quad (7.71)$$

удельный расход воздуха

$$\ell_{\tau} = \frac{1}{DC}. \quad (7.72)$$

Очевидно, что чем меньше угол  $\gamma$ , тем меньше  $q_k$  и тем выше тепловая экономичность процесса сушки. Однако это не означает повышение общей экономичности сушилки, так как увеличение удельного расхода воздуха снижает общую экономичность процесса.

Рассмотрим подробнее влияние параметров сушильного процесса на его тепловую экономичность.

*Влияние начальных параметров воздуха на экономичность процесса сушки.*

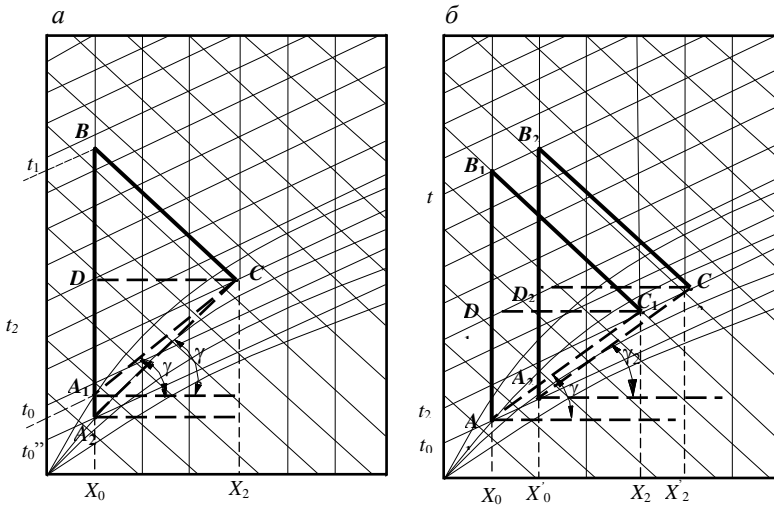


Рис. 7.8. Влияние начальных параметров воздуха на экономичность процесса сушки:

*a* – температуры наружного воздуха,  $t_0$ ; *б* – относительной влажности наружного воздуха  $\phi_0$

Анализируя рис. 7.8, *a*, можно сделать вывод, что с понижением температуры наружного воздуха ( $t_0$ ), при прочих равных параметрах, тепловая экономичность снижается (угол  $\gamma_2 > \gamma_1$ ), а удельный расход воздуха остается неизменным, следовательно, общая экономичность процесса снижается.

При увеличении относительной влажности наружного воздуха ( $\phi_0$ ), при прочих неизменных параметрах (рис.7.8, б), тепловая экономичность процесса и удельный расход воздуха увеличиваются. Однако эта разница незначительная, поэтому в практических расчетах её можно не учитывать.

*Влияние температуры подогрева воздуха.* На рис.7.9 изображены два теоретических процесса сушки с одинаковыми начальными ( $t_0$ ,  $\phi_0$ ) и конечными температурами воздуха,  $t'_2 = t''_2$ , но с различными температурами подогрева воздуха,  $t'_1 < t''_1$ .

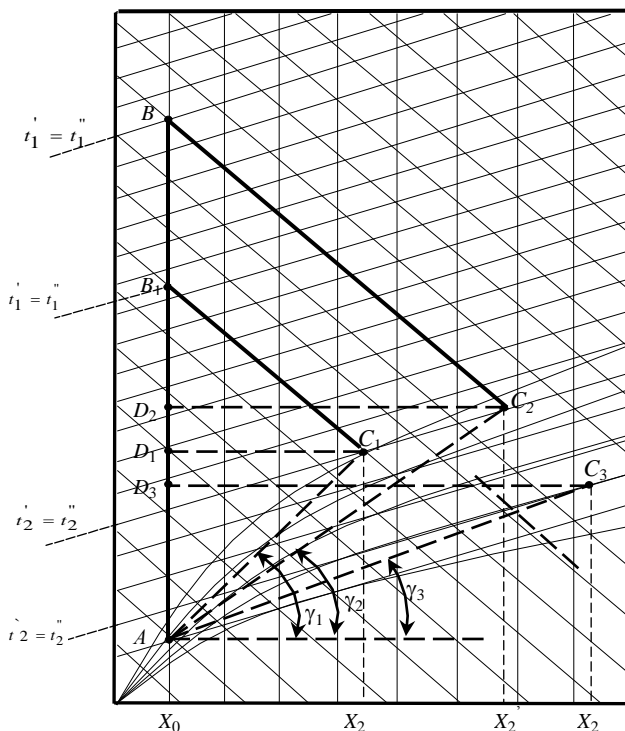


Рис. 7.9. Влияние параметров процесса сушки на ее экономность

Из данного рисунка видно, что отрезок  $D_1C_1 < D_2C_2$ , а угол  $\gamma_1 > \gamma_2$ .

Имея в виду формулы (7.71) и (7.72), можно сделать вывод, что с повышением температуры подогрева воздуха удельные расходы теплоты и воздуха снижаются, следовательно, тепловая и общая экономичность сушильной установки повышается.

*Влияние конечных параметров процесса.* На рис. 7.9 изображены два теоретических процесса сушки  $AB_2C_2$  и  $AB_3C_3$ , имеющие одинаковые начальные параметры воздуха и одну и ту же температуру на входе в су-

шильную камеру  $t'_1 = t''_1$ , но различные температуры отработанного воздуха  $t'_2 > t''_2$ . Из рисунка видно, что  $C_3 D_3 > C_2 D_2$ , а угол  $\gamma_2 > \gamma_3$ .

Следовательно, с понижением температуры отработанного воздуха при прочих равных параметрах тепловая экономичность сушильной установки повышается.

А так как помимо снижения удельного расхода теплоты снижается и удельный расход воздуха, то и общая экономичность сушилки возрастает.

**Сушка топочными газами.** Наиболее интенсивным и экономичным является процесс сушки с использованием в качестве сушильного агента топочных газов. Такие сушилки, по сравнению с сушилками с паровыми калориферами, более экономичны по расходу топлива, менее металлоемки (нет необходимости в паровых котлах, паропроводах, калориферах и т. д.), но тепловая экономичность их ниже. Как правило, в сушильных установках используются не чисто топочные газы, а их смесь с воздухом. При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha \geq 3 \dots 5$  отличие теплотехнических характеристик смеси от теплотехнических характеристик воздуха не превышает 5%. Поэтому балансовые расчеты сушильных установок на топочных газах, определение  $Q$ ,  $L$  могут быть выполнены с помощью  $I$ - $X$  диаграммы (рис. 7.10).

Воздух с параметрами  $t_0 < \varphi_0$  нагнетается вентилятором в камеру смешения (К. С.). Туда же поступают из топки  $T$  дымовые газы с параметрами  $I_{т.г}$ ,  $X_{т.г}$  (определяют при расчете горения топлива). Полученная в камере смешения смесь с температурой  $t_1$  вентилятором подается в сушильную камеру (С. К.), из которой выходит с температурой  $t_2$ .

Для графического расчета процесса сушки в этом случае на  $I$ - $X$  диаграмму наносят т.  $A$ , соответствующую параметрам окружающего воздуха ( $t_0$ ,  $\varphi_0$ ), а затем по рассчитанным параметрам дымовых газов ( $I_{т.г}$ ,  $X_{т.г}$ ) – точку  $Г$ . Линия  $AG$  характеризует процесс смешения топочных газов с воздухом.

На пересечении этой линии с изотермой заданной на входе в сушилку температуры  $t_1$  находится точка  $B$ , соответствующая началу процесса сушки с параметрами сушильного агента  $I_1$ ,  $X_1$ . Дальнейшие построения проводятся так же, как в основном сушильном варианте.

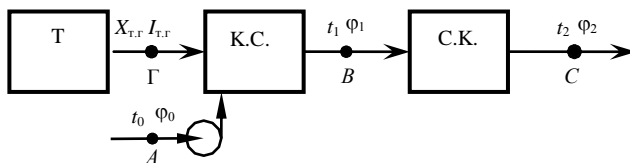
Линия  $ABC_1$  характеризует процесс сушки в теоретической сушилке, а линия  $ABC$  – в действительной. Наклон  $AB$  тем меньше, чем больше влажность и меньше теплотворная способность топлива. Для определения раздельного расхода воздуха и дымовых газов воспользуемся понятием кратности смешения  $n$ .

Для этого составим баланс влагосодержаний: на 1 кг топочных газов с влагосодержанием  $X_{т.г}$  добавляем  $n$  кг наружного воздуха с влагосодержанием  $X_0$ , получаем смесь с влагосодержанием  $X_1$ .

$$1 \cdot X_{т.г} + nX_0 = (1 + n)X_1. \quad (7.73)$$



*a*



*б*

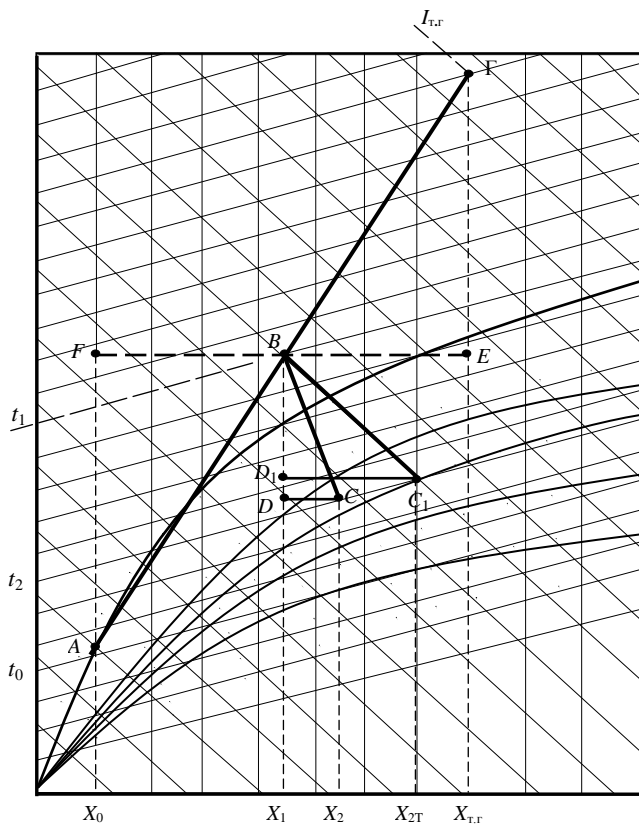


Рис. 7.10. Сушка с использованием смеси топочных газов с воздухом:  
*a* – схема установки; *б* – построение процесса на  $I$ - $X$  диаграмме

Отсюда

$$n = \frac{X_{т.г} - X_1}{X_1 - X_0} = \frac{\ell_B}{\ell_{т.г}} = \frac{BE}{FB}. \quad (7.74)$$

На основании подобия треугольников  $AFB$  и  $GEB$  можно записать, что  $n = \frac{GB}{AB}$ .

Таким образом, кратность смешения можно определить измерением отрезков  $GB$  и  $AB$  с их последующим делением.

Учитывая, что удельный расход смеси  $l = l_b + l_{т.г.}$ , получаем

$$\ell_b = n \cdot \ell_{т.г.}, \quad (7.75)$$

$$\ell_{т.г.} = \frac{\ell}{1 + n}. \quad (7.76)$$

Удельный расход смеси топочных газов с воздухом в действительной сушилке

$$\ell = \frac{1}{X_2 - X_1}. \quad (7.77)$$

Удельный расход теплоты

$$q = \ell \cdot (I_1 - I_0) = \ell \cdot (I_2 - I_0) + \Delta. \quad (7.78)$$

Расход топлива определяется исходя из необходимого количества теплоты на испарение всей влаги ( $Q = q \cdot W$ ), высшей теплоты сгорания топлива  $Q_b^p$  (что исключает необходимость учета тепла на испарение влаги из топлива) и КПД топки  $\eta_m = 0,8...0,9$  (включая потери тепла в топке, камере смешения и подводящих газоходах)

$$B = \frac{q \cdot W}{\eta_t \cdot Q_b^p}. \quad (7.79)$$

Следует отметить, что с повышением влажности топлива или ухудшением его качества расход теплоты в сушилках на топочных газах увеличивается. Наиболее распространены сушилки с однократным использованием топочных газов и с рециркуляцией.

**Сушка с частичной рециркуляцией сушильного агента.** Одним из путей повышения степени использования воздуха является рециркуляция – подмешивание части уходящего из сушилки воздуха к свежему воздуху перед подачей его в подогреватель или сушильную камеру. При этом в сушилку возвращается также и часть тепла.

Коэффициентом рециркуляции  $K_p$  называется отношение количества сухого рециркулирующего  $L_p$  и сухого смешиваемого (свежего)  $L_0$  сушильных агентов

$$K_p = \frac{L_p}{L_0} = \frac{\ell_p}{\ell_0}. \quad (7.80)$$

Сушилки с рециркуляцией имеют ряд преимуществ перед основной схемой: при одинаковых температурных режимах в них выше  $X$  и  $\varphi$  сушильного агента на входе и выходе из сушилки, а также выше тепловая экономичность (чем выше  $K_p$ , тем ниже удельные расходы теплоты).

Повышенные  $X$  и  $\varphi$  на входе дают возможность сушить материал в мягком режиме, идет более равномерная сушка. Однако наряду с достоинствами применение рециркуляции имеет и недостатки, связанные с теплотехническими и производственными трудностями сушки высоковлажным сушильным агентом. Принципиально возможны возврат и смешение некоторой части отработавшего (рециркулируемого) воздуха: *а)* перед сушилкой и *б)* перед калорифером.

При заданных температуре сушильного агента  $t_1$  и коэффициенте рециркуляции  $K_p$  перед сушилкой в схеме на рис. 7.11, *а* следует нагревать незначительные количества свежего воздуха с параметрами точки  $A$  до очень высоких температур, а в схеме на рис. 7.11, *б* температура нагревания в калорифере равна температуре сушильного агента на входе в сушилку  $t_1$ , однако количество нагреваемого в нем воздуха существенно выше, чем в первой схеме. Вторая схема получила в промышленности большее распространение как относительно простая в техническом отношении. Поэтому рассмотрим для схемы на рис. 7.11, *б* построение процесса и тепловой расчет.

Нагнетающий вентилятор ВН засасывает одновременно окружающий воздух с параметрами  $t_0$ ,  $\varphi_0$  и отработанный воздух с параметрами  $t_2$ ,  $\varphi_2$ . Получаемая смесь с параметрами  $t_{0\text{ см}}$ ,  $\varphi_{0\text{ см}}$ ,  $X_{0\text{ см}}$ ,  $I_{0\text{ см}}$  направляется вентилятором ВН в калорифер К, где подогревается до  $t_{1\text{ см}}$ , а затем поступает в сушильную камеру (СК).

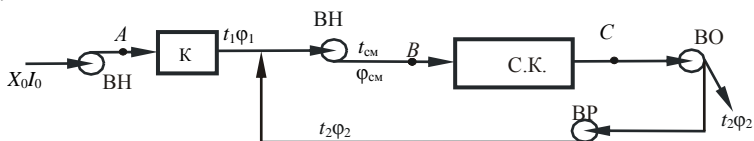
Часть отработанных газов, с параметрами  $t_2$ ,  $\varphi_2$  выбрасывается в атмосферу отсасывающим вентилятором ВО, а другая часть, называемая рециркулятом, посредством рециркуляционного вентилятора ВР возвращается для вторичного использования с передачей в нагнетающий вентилятор ВН.

При построении на  $I$ - $X$  диаграмме линии теоретического процесса сушки с рециркуляцией наносят точки  $A$  и  $C$ , соответствующие параметрам свежего ( $t_0$ ,  $\varphi_0$ ) и отработанного ( $t_2$ ,  $\varphi_2$ ) воздуха. На линии  $AC$  находят точку  $M$ , характеризующую параметры смеси, поступающей в калорифер.

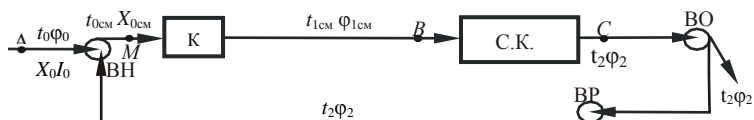
Место этой точки определяет отношение отрезков  $\frac{CM}{AM} = K_p$ , которое численно равно коэффициенту рециркуляции. Обычно  $K_p$  вычисляется из заданной по расчету доли рецикулята  $G_p$ , выраженной в процентах по отношению ко всей получаемой смеси

$$G_p = \frac{K_p}{K_p + 1} \cdot 100\%, \quad (7.81)$$

*a*



*б*



*в*

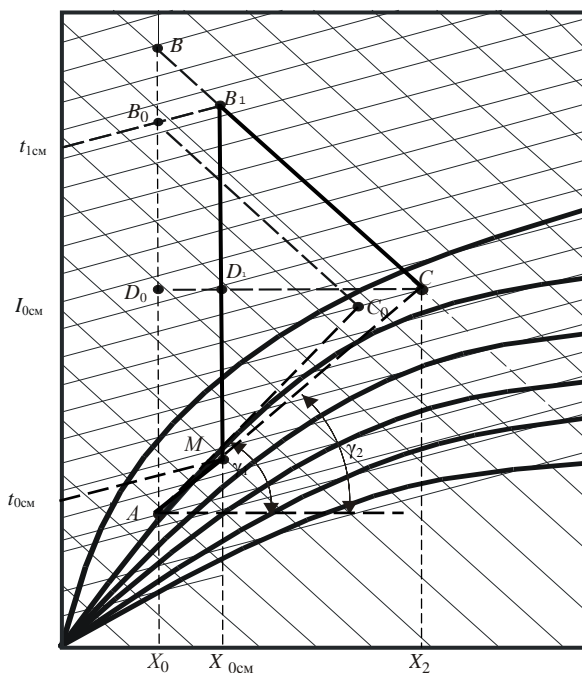


Рис. 7.11. Сушилка с частичной рециркуляцией отработанного воздуха:  
*a, б* – принципиальные теплотехнологические схемы;  
*в* – изображение теоретического процесса на  $I$ - $X$  диаграмме

Откуда

$$K_p = \frac{G_p}{100 - G_p}. \quad (7.82)$$

Для нахождения точки  $M$  используют известные или заданные параметры: 1) если задано  $K_p$ , тогда из точки  $M$  проводят линию  $X_{cm} = \text{const}$  до пересечения с линией  $I_2 = I_1 = \text{const}$ , проведенной из точки  $C$ .

Точка пересечения  $B_1$  характеризует состав воздуха на входе в сушильную камеру, а изотерма  $t_{lcm}$  – температуру смеси на входе в сушильную камеру; 2) если же заданы составы свежего и отработанного воздуха (т.  $A$  и  $C$ ) и допустимая температура нагрева смеси  $t_{lcm}$ , то положение точки  $B_1$  определяется по пересечению линии  $I_2 = I_1 = \text{const}$ , проведенной из точки  $C$  с заданной  $t_{lcm} = \text{const}$ . Опуская вертикаль из точки  $B_1$  на линию  $AC$ , находят положение точки  $M$  ( $t_{0cm}$ ,  $\varphi_{0cm}$ ,  $X_{0cm}$ ).

Процесс сушки в целом изображается ломаной линией  $AMB_1C$  (рис.7.11, в). На  $I$ - $X$  диаграмме линия  $AM$  характеризует смешение свежего и отработанного воздуха, линия  $MB_1$  – нагрев смеси в калорифере, а линия  $B_1C$  – процесс теоретической сушки в сушильной камере.

Построение действительного процесса сушки производится так же, как и в основном сушильном варианте.

Из построения на  $I$ - $X$  диаграмме видно, что

1) удельный расход свежего воздуха

$$\ell = \frac{1}{X_2 - X_0} = \frac{1}{CD_0 \cdot m_x}, \quad (7.83)$$

будет одинаков для данной сушилки и сушилки основной схемы, работающей при тех же  $t_0$ ,  $\varphi_0$  и  $t_2$ ,  $\varphi_2$ , но при большем  $t_1$ .

Удельный расход смеси (в пересчете на сухую массу) определяется по формуле

$$\ell = \frac{1}{X_{cm} - X_0} = \frac{1}{CD_1 \cdot m_x}. \quad (7.84)$$

Согласно определению,  $K_p$  показывает, что на каждый 1 кг свежего воздуха в смеси приходится  $K_p$  кг рециркулирующего, следовательно

$$L_p = L_0 \cdot K_p = \frac{W}{X_2 - X_0} \cdot K_p \quad (7.85)$$

или

$$L_{cm} = L_p + L_0 = L_0 \cdot (1 + K_p) = \frac{W}{X_2 - X_0} \cdot (1 + K_p). \quad (7.86)$$

Выражая  $X_{cm}$  через  $X_0$  и  $K_p$ , получаем

$$\ell_{cm} = \frac{1}{X_2 - X_0} \cdot (1 + K_p), \quad (7.87)$$

$$\ell_p = \frac{K_p}{X_2 - X_0}, \quad (7.88)$$

$$\ell_0 = \ell_{cm} - \ell_p = \frac{1 + K_p}{X_2 - X_0} - \frac{K_p}{X_2 - X_0} = \frac{1}{X_2 - X_0}; \quad (7.89)$$

2) удельные расходы тепла на калорифер

$$q_k = \ell_{cm} \cdot (I_1 - I_{cm}) = \frac{I_1 - I_{0cm}}{X_2 - X_0} = \frac{MB_1}{D_1 C} \cdot \frac{m_i}{m_x}. \quad (7.90)$$

в данной теоретической сушилке и в сушилке основной схемы (при увеличении  $t_1$ ) тоже равны, что видно из подобия  $\triangle MB_1C$  и  $\triangle ABC$  ( $MB_1/D_1C = AB/D_0C$ ). Это видно также на графическом изображении: угол  $\gamma$  для этих процессов общий, следовательно, тепловые экономичности процессов равны.

При сравнении тепловой экономичности теоретических сушилок с одинаковыми  $t_1$  и  $t_2$  ( $AB_0C_0$  и  $MB_1C$ ) наблюдаем, что тепловая экономичность сушилки с рециркуляцией выше, так как угол  $\gamma_1 < \gamma_2$ .

При расчете сушилки с рециркуляцией могут быть заданы различные параметры, например  $t_0$ ,  $X_0$ ,  $t_1$ ,  $K_p$ ,  $\Delta$  и  $I_{cm}$  или  $L_{cm}$ . Но как правило, построение процесса всегда начинают с вычисления  $X_{cm}$  и  $X_2$ . Из уравнений (7.85...7.87)

$$X_2 = X_0 + \frac{1}{\ell_{cm}} \cdot (1 + K_p) \text{ или } X_2 = X_0 + \frac{W}{L_{cm}} \cdot (1 + K_p); \quad (7.91)$$

$$X_{cm} = \frac{X_0 + K_p \cdot X_2}{1 + K_p} \text{ или } X_{cm} = X_2 - \frac{1}{\ell_{cm}}. \quad (7.92)$$

Зная  $X_2$  и  $X_{cm}$ , производят построения, находят  $t_2$ ,  $I_2$ ,  $I_{cm}$ ,  $t_{cm}$ . Линию  $X_{cm} = \text{const}$  пересекают с  $t_1$  (т.  $B_1$ ). Строят линию теоретической сушики, выбирают произвольно точку и строят линию действительной сушики до пересечения с  $X_2$  (т.  $C$ ). Соединяя  $A$  и  $C$  на пересечении с  $X_{cm}$ , получают т.  $M$ . После завершения построения определяют удельный расход теплоты, т. е. тепловую экономичность.

Анализируя аналитическую зависимость  $X_2$  и связанных с ним величин, получаем:

- для действительной сушилки ( $\Delta \neq 0$ )

$$X_2^d = \frac{(C_b + C_n \cdot X_0) \cdot (t_1 - t_2)}{(i_2 - \Delta) \cdot (1 - \frac{K_p}{1 + K_p} \cdot \frac{i_1}{i_2})} + X_0; \quad (7.93)$$

- для теоретической сушики ( $\Delta = 0$ )

$$X_2^r = \frac{(C_b + C_n \cdot X_0) \cdot (t_1 - t_2)}{i_2 \cdot (1 - \frac{K_p}{1 + K_p} \cdot \frac{i_1}{i_2})} + X_0, \quad (7.94)$$

где  $C_v, C_n$  – соответственно удельные теплоемкости влаги и пара, кДж/(кг·°C);  $i_1, i_2$  – удельные энтальпии сушильного агента соответственно на входе и выходе из сушилки.

Следовательно, при заданных параметрах  $X^0, t_1$  и  $t_2$  существует предельное значение коэффициента рециркуляции ( $X_2$  не может быть меньше  $X_0$ )

$$K_{p.пр} = \frac{r + C_n \cdot t_2 - \Delta}{C_n \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (7.95)$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Выбирая коэффициент рециркуляции, следует помнить, что, с одной стороны, возрастает тепловая экономичность процесса сушки, с другой – при этом происходит увеличение расходов электроэнергии на перекачку рециркулирующего воздуха и капитальных затрат на нагнетательные и соединяющие трубопроводы.

### **Сушка с промежуточным подогревом сушильного агента.**

Этот вид сушки применяют в многозонных установках при обезвреживании термически нестойких веществ. Сушильный агент подогревают перед каждой зоной до такой температуры, которая допустима для материала (рис.7.12).

Построение начинается с I зоны и выполняется как для самостоятельной сушилки основного сушильного варианта. После завершения построения для первой зоны начинают построение для II зоны, считая для нее исходными координаты т. С. Аналогичны построения и для III зоны.

Пусть температуры сушильного агента на входе и выходе из каждой зоны,  $t_1, t_2$ , одинаковы, а начальные параметры наружного воздуха  $t_0$  и  $\phi_0$  соответствуют т. А. Процесс подогрева в первом калорифере, изобразится линией  $X_0 = \text{const}$ , ограниченной точкой пересечения  $B_T$  с заданной температурой  $t_1$ . Теоретический процесс сушки в I зоне изобразится линией  $B_TC$ .

Процессы подогрева воздуха в калориферах II и III зоны изобразятся линиями  $B'_TC$  и  $B''_TC$ , а процессы сушки в этих зонах соответственно –  $B'_TC$ ,  $B''_TC$ . Зная общий расход абсолютно сухого воздуха на сушку  $L$ , можно рассчитать количество влаги, испаряемой в каждой зоне в единицу времени –  $W_1, W_2$  и  $W_3$

$$W_1 = L \cdot (X_2 - X_0); \quad W_2 = L \cdot (X_2' - X_2); \quad W_3 = L \cdot (X_2'' - X_2').$$

Для действительной сушилки при упрощении с достаточной точностью рассчитываются значения  $A$  по зонам

$$\Delta_1 = \Delta \cdot W_1 / W; \quad \Delta_2 = \Delta \cdot W_2 / W; \quad \Delta_3 = \Delta \cdot W_3 / W.$$

Зная  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ , строят процесс действительной сушки в каждой зоне.

Если же известны  $W_1, W_2, W_3$ , то сначала строят процесс в теоретической сушилке нормального сушильного варианта, работающей при тех же параметрах:  $t_0, \varphi_0, t_2, \varphi_2$ .

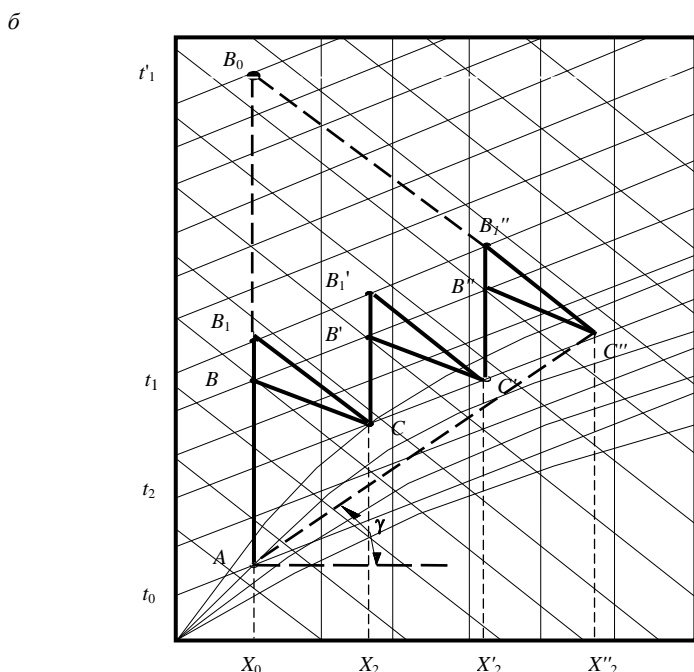
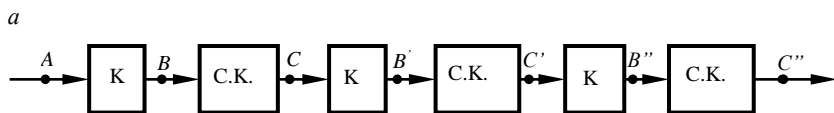


Рис. 7.12. Трехзонная сушильная установка с промежуточным подогревом сушильного агента (воздуха):  
*a* – принципиальная теплотехнологическая схема;  
*б* – изображение теоретического процесса сушки на  $I$ - $X$  диаграмме

Отрезок на оси абсцисс, соответствующий  $X_2'' - X_0$ , делят на части, пропорциональные  $W_1, W_2, W_3$ , и получают влагосодержания отработанного воздуха по зонам  $X_2, X_2', X_2''$ . Из этих точек проводят линии  $x = \text{const}$ , ограничивающие пределы изменения состояния воздуха в каждой зоне. Точки пересечения этих линий с  $t_1$  и  $t_2$  будут соответствовать параметрам на входе и выходе в каждой зоне теоретической сушилки.

В действительной сушилке для первой зоны рассчитывают энтальпию  $I_1$  точки  $B$  из соотношения



$$I_1 - I_2 = -\Delta_1 \cdot (X_2 - X_0),$$

откуда

$$I_1 = I_2 - \Delta_1 \cdot (X_2 - X_0). \quad (7.96)$$

Тогда действительный процесс сушки в первой зоне изобразится линией *ABC*. Аналогичные расчеты и построения проводят для II и III зон.

Удельный расход воздуха в трехзонной сушилке с промежуточным подогревом можно рассчитать по формуле:

$$\ell = \frac{1}{X_2'' - X_0}. \quad (7.97)$$

Удельный расход тепла

$$q = \frac{I_B - I_0}{X_2'' - X_0} + q_d \pm \Delta, \quad (7.98)$$

или

$$q = q_1 + q_2 + q_3 = l(I_B - I_A + I_B' - I_C + I_B'' - I_C'). \quad (7.99)$$

Если проанализировать рис.7.12, то увидим, что в теоретической сушилке с однократным использованием воздуха можно удалить одно и то же *W*, что и в сушилке с промежуточным подогревом, увеличив начальную температуру воздуха до  $t_1'$  (т. *B*<sub>0</sub>).

Тепловая экономичность этих сушилок будет одинакова, поскольку угол наклона линии *AC''* остается неизменным.

На практике следует согласовать статические расчеты с кинетикой сушки, поскольку увеличение влагосодержания сушильного агента замедляет процесс сушки. Возможные пути согласования: увеличение габаритов последующих зон, замедление продвижения материала в последующих зонах, интенсификация процесса обдува материала в последующих зонах для увеличения коэффициента теплоотдачи и т. д.

### Вопросы для самопроверки

1. Какой процесс называют процессом сушки?
2. К какому виду процессов относится сушка?
3. Что является движущей силой процесса сушки?
4. Назовите виды сушки.
5. Назовите формы связи влаги с материалом.
6. Для каких целей можно использовать изотерму десорбции сушки?
7. Назовите факторы, влияющие на скорость сушки в I периоде (постоянной скорости сушки).
8. Что такое критическое влагосодержание материала?
9. Как меняется температура материала при его сушке?
10. Назовите факторы, влияющие на скорость сушки во II периоде

(падающей скорости сушки).

11. Что такое равновесное влагосодержание материала и от каких параметров зависит ее величина?

12. Как рассчитать время сушки в I и II периодах?

13. Напишите уравнения материального баланса по материалу и сушильному агенту.

14. Напишите уравнения теплового баланса конвективной сушилки.

15. Какая схема сушки называется «нормальным» сушильным вариантом?

16. В чем преимущество сушки смесью топочных газов с воздухом?

17. Изобразите процесс сушки по нормальному сушильному варианту на  $I-X$  диаграмме.

18. Изобразите процесс сушки смесью топочных газов с воздухом на  $I-X$  диаграмме.

19. Какая сушилка называется теоретической?

20. Напишите уравнения внутреннего баланса сушильной камеры по материалу и сушильному агенту.

21. Как определяется удельный расход теплоты по  $I-X$  диаграмме?

22. Как определяется удельный расход теплоносителя по  $I-X$  диаграмме?

23. В каких случаях целесообразно применять сушилки с частичной рециркуляцией воздуха?

24. Изобразите процесс сушки с частичной рециркуляцией воздуха на  $I-X$  диаграмме.

25. В каких случаях целесообразно применять сушилки с дополнительным подогревом воздуха?

26. Изобразите процесс сушки с дополнительным подогревом воздуха на  $I-X$  диаграмме.

## 8. СУШИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Различие сушимых материалов по физико-химическим и структурно-механическим свойствам, форме, размеру и другим параметрам способствовало применению в промышленности разнообразных конструкций сушильных установок.

Для предварительной оценки перспективности способа сушки влажные материалы делят на 6 основных групп:

1) жидкотекучие материалы – это истинные и коллоидные растворы, эмульсии, суспензии, т.е. материалы, которые можно перекачивать насосами;

2) твердые дисперсные материалы, обладающие сыпучестью во влажном состоянии: пылевидные, зернистые, кусковые;

3) штучные, массивные, крупногабаритные материалы и изделия: керамика, элементы строительных конструкций, изделия из древесины;

4) пастообразные материалы – это влажные материалы, которые не перекачиваются насосами;

5) тонкие, гибкие материалы: ткани, бумага, картон;

6) изделия, подвергающиеся сушке после окрашивания, склеивания и т.п.

В промышленности наиболее часто встречаются первые три группы материалов.

Для этих материалов наибольшее распространение в промышленности получили конвективные сушилки.

В данной главе рассматриваются основные конструкции конвективных сушильных установок.

### 8. 1. Сушильные установки для сушки жидкотекучих материалов

Для сушки этих материалов необходимо создать определенные гидродинамические условия: либо распыление, либо распределение тонким слоем, либо перемешивание в тонком слое, либо образование пенного слоя.

*Используются сушилки: распылительные, вальцовые, роторно-вакуумные, шнековые, вихревые.* Кроме того, возможны комбинации распыления и нанесения тонких слоев жидкого материала на поверхность инертных тел или гранул высушиваемого материала в барабанных сушилках-грануляторах или сушилках псевдоожиженного слоя. Сушка в пенном слое осуществляется в пеносушилках, применяемых в пищевой и мясомолочной промышленности.

Необходимость испарения большого количества влаги влечет за собой существенное повышение потребления тепловой энергии и расхода теплоносителя, что связано с увеличением габаритов сушильных аппаратов, а также с удорожанием систем очистки отработанного сушильного агента. Кроме того, сушка жидких материалов сопровождается формированием морфологической

структуры частиц продукта, а в случае распылительной сушки – повышенным пылеобразованием.

Эти особенности обуславливают направление разработки и усовершенствования технологии и оборудования сушки жидких материалов: максимальное энергосбережение, интенсификация, решение проблемы очистки воздуха от пыли, формирование на стадии сушки требуемой дисперсности и структуры частиц готового продукта. Во многих случаях возможно комплексное решение указанных вопросов.

В промышленности наибольшее распространение получили **распылительные сушилки**. Их используют, как правило, при производительности 10...20 т/ч по испаренной влаге, редко до 40 т/ч.

Распылительные сушилки, отличаются конструктивной простотой, малым термическим воздействием на материал в процессе сушки, возможностью регулирования конечных влагосодержаний сушеного материала, достаточной экономичностью и технологической простотой процесса из-за отсутствия таких промежуточных стадий как фильтрование, центрифугирование, кристаллизация, размол и т.п.

К недостаткам этих сушилок можно отнести небольшую удельную напряженность по влаге

$$A_v = \frac{W}{V_p \cdot \tau}, \quad (8.1)$$

которая составляет 5...20 кг/(м<sup>3</sup>·ч) и, как следствие, значительные габариты установки, повышенный расход электроэнергии и большой пылеунос.

Распылительные сушилки применяют в тех случаях, когда необходим интенсивный процесс сушки жидких материалов с начальной влажностью не менее 40% с получением сухого продукта высокой дисперсности. Их целесообразно применять для термочувствительных материалов.

Рабочей камерой распылительной сушилки является башня, в которой шликер определенной вязкости диспергируется на мелкие капли. Последние взаимодействуют с дымовыми газами высокой температуры и в короткое время, исчисляемое секундами, высыхают до остаточной влажности 7...9%.

На керамических заводах нашей страны эксплуатируются распылительные сушилки трех основных конструкций: НИИстройкерамики, КБ Минского комбината строительных материалов (МКСМ) и Гипрострой-материалов.

На рис. 8.1 представлена распылительная сушилка НИИстройкерамики.

Цилиндрическую башню 1 собирают из полых металлических панелей, заполненных минеральной ватой. Внутренняя поверхность башни выполнена из жаростойкой стали. Конусное днище 3 является сборником высушенного порошка.

Мембранным насосом под давлением 1,2...1,3 МПа шликер нагнетают в кольцевой шликеропровод 9, откуда он поступает в восемь механических форсунок 10, расположенных пучком. Они образуют в башне факел распыленного шликера, направленный снизу вверх. В корпус башни вмонтированы газовые горелки 2. В модернизированных конструкциях этих сушилок горелки расположены в два яруса.

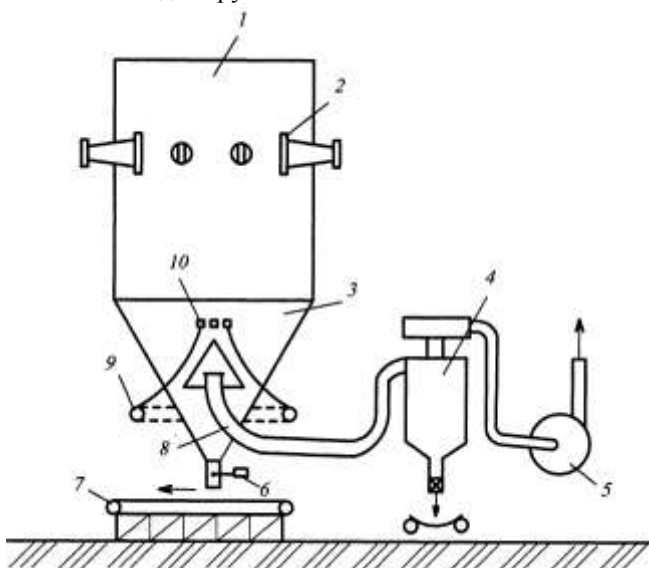


Рис. 8.1. Распылительная сушилка НИИстройкерамики:

1 – сушильная камера; 2 – газовые горелки; 3 – конусное днище; 4 – циклон; 5 – дымосос; 6 – шибер; 7 – транспортер; 8 – отсасывающий патрубок; 9 – кольцевой шликеропровод; 10 – механические форсунки

Продукты горения природного газа, взаимодействуют с каплями шликера, высушивают их и превращают в округлые полые гранулы. Отработанные дымовые газы по отсасывающему патрубку 8, защищенному от засорения конусным колпаком, направляются в циклон 4, а из него дымососом 5 в атмосферу.

Готовый продукт из конусного днища при помощи шибера 6 разгружается на транспортер 7.

Диаметр башни сушилки описанной конструкции 4,5 м, высота цилиндрической части 5 м, а конической – 3 м. Общий объем сушилки 94 м<sup>3</sup>.

Производительность по готовому продукту при влажности шликера 45% составляет 3,5 т/ч, а по испаряемой влаге 2,5 т/ч; удельный влагосъем  $A_v = 26,5 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{ч}$ ; удельный расход теплоты 3200 кДж/кг испаренной влаги.

Институтом НИИСтройкерамика разработано шесть типоразмеров распылительных сушилок производительностью 0,36...36 т/ч порошка.

Разработанная НИИХиммаш и заложенная в ГОСТ 18906-81 «Сушилки распылительные. Типы, параметры и основные размеры» классификация распылительных сушилок включает три признака (рис. 8.2):

- 1) способ распыления материала (форсуночный с механическим или пневматическим методом распыла и дисковый – с центробежно-дисковым распылом);
- 2) место ввода сушильного агента (нижний подвод, верхний подвод);
- 3) конструкция нижней части сушильной камеры (коническое днище, плоское днище).

Выбор той или иной конструкции обусловлен технологическими требованиями и свойствами материала.

Прямоток (рис. 8.2, а) позволяет использовать сушильный агент высокой начальной температуры (до 800...1000 °С), но перегрева материала не происходит, так как до 80 ... 90% теплоты передается раствору в зоне факела распыла, что приводит к резкому снижению температуры сушильного агента на выходе из сушильной камеры. Поэтому наиболее термолабильные материалы целесообразно сушить в прямоточных сушилках, так как температура контактирующих с наиболее горячим сушильным агентом частиц не превышает  $t_{mr}$ . Температура сухих частиц определяется в основном температурой сушильного агента на выходе из сушильной камеры.

При противотоке (рис. 8.2, в) скорость осаждения частиц меньше, чем при прямотоке, и, соответственно, больше время пребывания частиц в камере.

Особенностью аппарата фонтанного типа (рис. 8.2, б) является последовательное сочетание противоточного и прямоточного движения распыляемой суспензии, двух кратное использование высоты. В зону высоких температур и максимальной движущей силы попадают сначала крупные капли, и по мере движения вниз сушильный агент контактирует с каплями меньшего размера. Самые мелкие капли, обладающие наибольшей развитой поверхностью, поднимаются на небольшую высоту и взаимодействуют с теплоносителем минимального потенциала.

Таким образом, в фонтанных сушилках наиболее полно используется сушильный потенциал, но велико время пребывания в камере, т.е. режим сушки жесткий.

Для осаждения мелких частиц ( $d_{cp} = 20...60 \text{ мкм}$ ) и уменьшения уноса скорость сушильного агента в камере, считая на ее полное сечение (фиктивная), обычно не превышает 0,3...0,5 м/с, но унос значительный.

По опытным данным, прямоточные цилиндрические сушильные камеры с коническим дном при верхнем расположении распыливающего центробежного диска имеют наилучшие эксплуатационные показатели и наиболее технологичны в производстве.

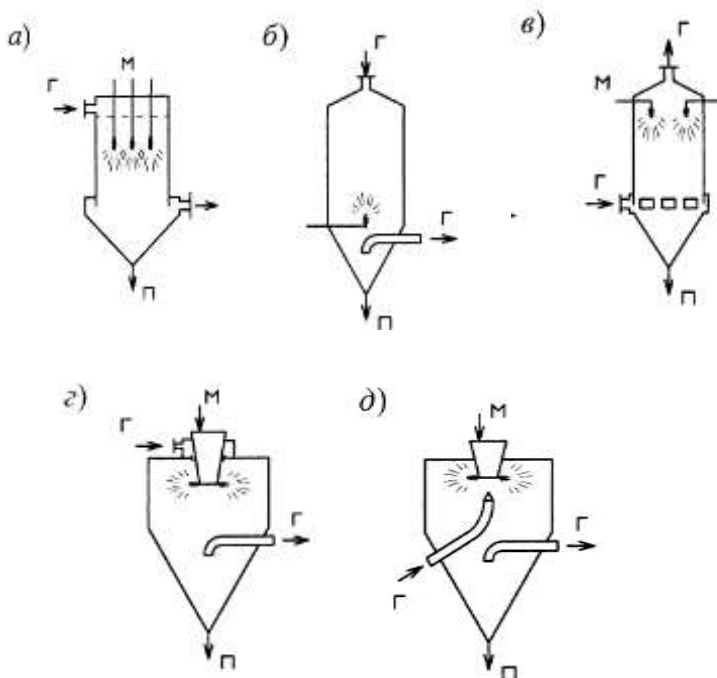


Рис. 8.2.. Схемы распылительных сушилок: форсуночное распыление: а – прямоток, б – смешанный ток (сушилки фонтанного типа), в – противоток; дисковое распыление: з – подача сушильного агента сверху факела распыла, д – подача сушильного агента снизу, в центр факела, М – влажный материал, Г – сушильный агент, П – готовый продукт

На стадии аппаратурного оформления при разработке новых высокоэффективных сушильных установок необходима подробная информация о движении капель и сушильного агента в камере и влиянии отдельных теплотехнических и конструктивных факторов на процесс сушки и габариты установки. В этом случае необходимо пользоваться сложными расчетно-аналитическими методами.

Упрощенный расчет распылительной сушилки с дисковым распылением, включающей определение расхода теплоты  $Q$  и сушильного агента  $L$ , производится аналитически или графоаналитически.

При определении напряженности сушилки по влаге  $A_v$  (удельная объемная производительность по испаряемой влаге) используют эмпирическое соотношение полученное в НИИхиммаш:

при дисковом распылении

$$A_v = 0,114 \left[ \left( \frac{t_1 + t_2}{2} - t_{m2} \right) - 50 \right] \quad (8.2)$$

при форсуночном распылении

$$A_v = 0,0625 \left[ \left( \frac{t_1 + t_2}{2} - t_{m2} \right) - 50 \right] \quad (8.3)$$

где  $t_1$ ,  $t_2$  – температура сушильного агента на входе и выходе из сушильной камеры;  $t_{m2}$  – температура сушильного агента по мокрому термометру на выходе из сушильной камеры.

Для определения  $t_{m2}$  используют  $I-X$  диаграмму или эмпирическую зависимость.

При известных значениях  $A_v$  и производительности сушилки по влаге  $W$  можно определить объем камеры  $V_k$

$$V_k = \frac{W}{A_v} \cdot \quad (8.4)$$

По объему камеры из ГОСТ 18906-81 определяем типоразмер сушильной камеры  $H_k$  (высоту) и ее диаметр  $D_k$

$$H_k = \frac{4 \cdot V_k}{\pi \cdot D_k^2} \quad (8.5)$$

Диаметр сушильной камеры выбирают в зависимости от вида распылителя, так чтобы факел распылялся не касаясь стенок камеры, что предотвращает налипание.

Форсуночное распыление

$$\frac{H_R}{D_R} = 1,5 \dots 2,5 \cdot \quad (8.6)$$

Меньшие отношения берутся, при больших производительностях и размерах с низкой начальной влажностью.

Дисковое распыление

$$\frac{H_k}{D_k} = 0,75 \dots 1, \quad (8.7)$$



$$\text{т.е.} \quad D_k = \sqrt[3]{(1,25 \dots 1,7)V_k}.$$

Капитальные затраты на сушку распылением, по сравнению с другими методами, уменьшаются с увеличением производительности.

Развитие промышленности требует создания распылительных сушилок большой единичной мощности, что неэкономично, следовательно, размеры сушильных камер должны возрастать.

Поэтому необходимо интенсифицировать процессы тепло- и массообмена внутри сушильного аппарата, усовершенствовать технику распыления (тогда объемом сушильной камеры не будет возрастать пропорционально  $W$ ).

Получило распространение совмещение сушки с другими процессами: обжигом, дегидратацией, перемешиванием и др. Создание комбинированных аппаратов представляет большие преимущества с точки зрения уменьшения промежуточных операций; компактности установки; увеличения теплового КПД.

## 8. 2. Интенсификация сушки распылением.

### Рациональные схемы сушки

Распылительные сушилки пригодны, практически, для любых жидкотекучих материалов. Сушка в них достигается диспергированием жидкого материала, обеспечиваемым форсуночными, центробежными, дисковыми или акустическими устройствами в пространство сушильной камеры, в которую одновременно подается нагретый сушильный агент. Для однородного высушивания продукта необходимо хорошее перемешивание газов и распыленных капель материала в режиме, близком к идеальному смешиванию.

Во избежание попадания на стенки материала сушильная камера, должна иметь достаточно большой объем, что обуславливает низкую концентрацию частиц материала в рабочей зоне сушки, поэтому основными способами интенсификации сушки распылением является:

- 1) повышение степени диспергирования высушиваемого материала;
- 2) однородное распыление.

Это позволяет высушивать материал при существенно меньшей конечной температуре сушильного агента, что дает повышение энергетического КПД процесса сушки или снижение расхода сушильного агента.

Естественно тонкое распыление материала приводит к интенсивному пылеобразованию.

В технологии распылительной сушки с пылеобразованием борются применяя *агломерацию распыленного высушиваемого материала*.

Типичная **схема распылительной сушки с рециркуляцией пылевых фракций продукта на факел распыла** представлена на рис. 8.3.

Для этого в факел распыла вдувают пылевую фракцию высушенного продукта. В результате коалесценции (слияния) сухих частиц с капельками влажного

материала происходит укрупнение продукта, для сепарации которого не требуется сложная система пылеулавливания.

По данной схеме готовый сухой продукт, уловленный в циклоне 5, поступает в пневмотранспортный трубопровод, в который при необходимости может подаваться кондиционированный воздух для осушки или охлаждения продукта. Далее готовый продукт поступает в пневмотранспортный циклон 7, где сепарируется: крупные фракции выгружаются (готовая продукция), а мелкие фракции выносятся из циклона 7 вместе с воздухом. Этот запыленный воздух вдувается в факел распыла, причем часть его может подаваться на вход основного циклона 5.

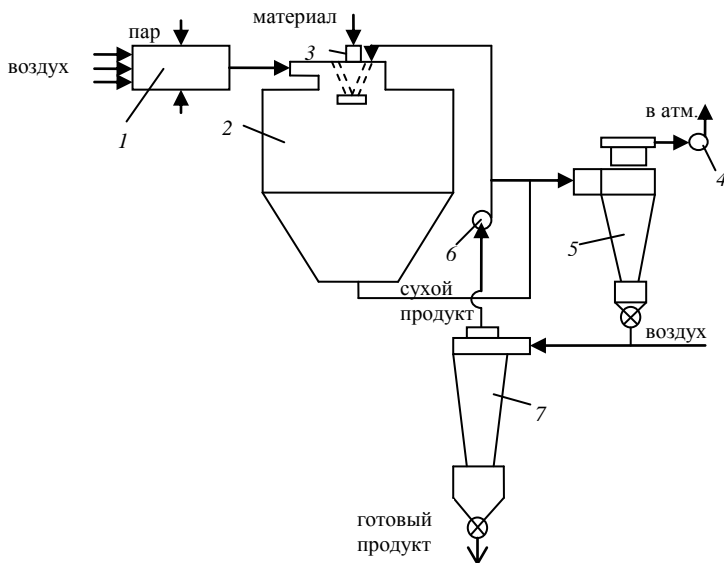


Рис. 8.3. Схема сушки распылением с рециркуляцией пылевых фракций и их агломерацией:

- 1 – воздухоподогреватель; 2 – сушилка; 3 – распылитель; 4 – основной вентилятор; 5 – основной циклон; 6 – пневмотранспортный вентилятор; 7 – пневмотранспортный циклон

Очевидно, что в случае исключения шлюзового затвора под циклоном 5 и использования достаточно мощного вентилятора 6 мы приходим к эффективной схеме пылеулавливания с эжекционной выгрузкой продукта. При использовании данной схемы степень очистки от пыли очень высока.

**Для термостойких растворов** интенсификация процесса сушки распылением достигается **при предварительном перегреве раствора**.

На рис. 8.4 показана схема сушки при предварительном перегреве раствора.

Раствор при давлении 15 МПа перегревают до температуры, которая при данном давлении на несколько градусов меньше температуры его кипения, во избежание образования двухфазной системы в теплообменных трубах. Перегретый раствор подают в сушильную камеру. При выходе раствора из сопла форсунки в камеру происходит бурное вскипание диспергированных капель с испарением влаги за счет аккумулированного тепла.

Раствор прокачивается насосом высокого давления 1 через теплообменник 3, установленный на выходе из топки 2, и подается в сушильную камеру 5, где он диспергируется форсунками 4 и высушивается в токе вторично используемых топочных газов, выходящих из теплообменника.

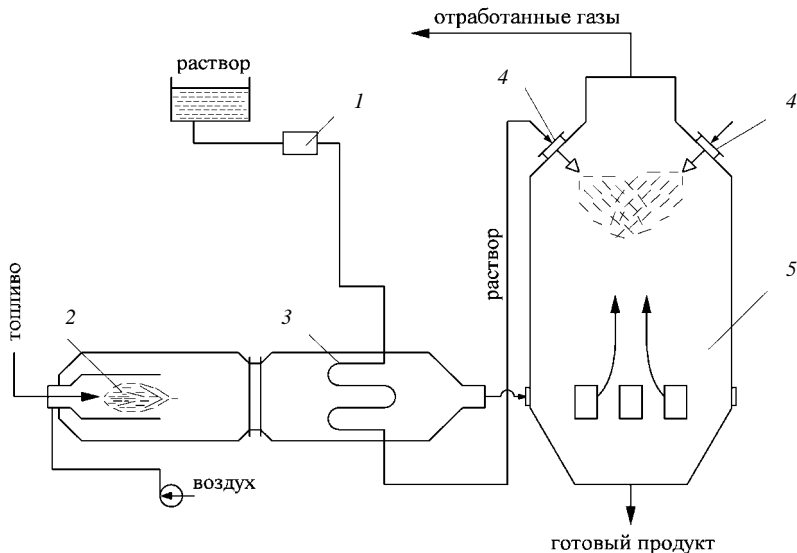


Рис. 8.4. Схема сушилки термостойких растворов с предварительным перегревом:

1 – насос; 2 – топка; 3 – теплообменник; 4 – форсунки; 5 – сушильная камера

Сушилка работает по схеме противотока.

Предварительное использование тепла топочных газов в теплообменнике исключает необходимость разбавления их холодным воздухом, что повышает эксергетический КПД установки при той же температуре отходящих газов. Противоток же позволяет значительно повысить влажность отходящих газов. Напряжение сушильной камеры по испаряемой влаге возрастает на

величину, равную количеству влаги, испаряющейся в результате самовскипания. Готовый продукт получается тонкодисперсным и однородным по размеру частиц.

Повышение интенсивности сушки термочувствительных материалов может быть достигнуто организацией двухступенчатой сушки (рис. 8.5). Для сушки высоковлажных химико-фармацевтических продуктов разработан **испарительно-сушильный агрегат с центробежным дисковым распылом**, в котором процесс обезвоживания протекает в два этапа.

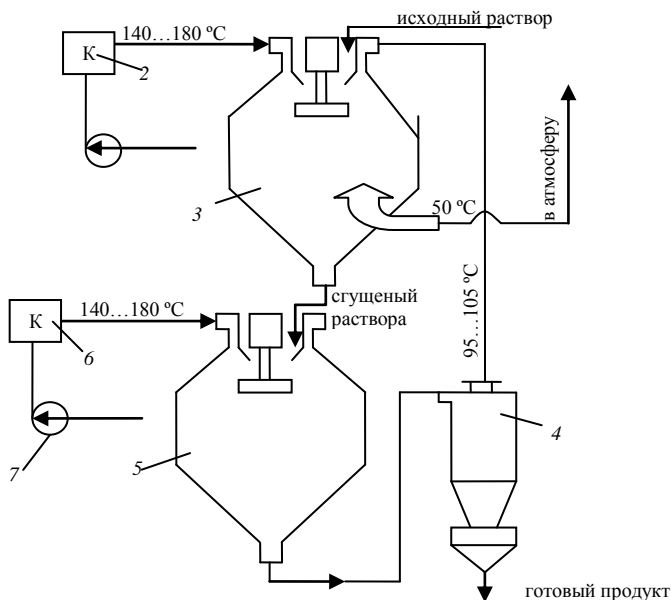


Рис. 10.5. Схема испарительно-сушильного агрегата для термочувствительных растворов:

1, 7 – вентиляторы; 2, 6 – калориферы; 3 – испарительная камера; 4 – циклон; 5 – сушильная камера

На первом этапе происходит упаривание раствора от начальной влажности 20...30 кг/кг до конечной 2,5...3 кг/кг в испарительной камере, на втором этапе – сушка раствора в сушильной камере от влагосодержания 2,5...3 кг/кг до требуемой конечной влажности. Нагретый в калориферах 2, 6 воздух подается в испарительную 3 и сушильную 5 камеры отдельными потоками. Отработанный воздух из испарительной камеры при температуре  $t = 46 \dots 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности  $\phi = 95...98\%$  выбрасывается в атмосферу.

Упаренный раствор поступает в сушильную камеру на диск центробежного распылителя и высушивается до конечной влажности. Отработанный в сушильной камере воздух при температуре 95...105 °С проходит через циклон 4, обеспыливается и поступает в испарительную камеру смешиваясь со свежим теплоносителем.

Работа такой установки характеризуется высокой степенью использования тепла (КПД 80...85%) и практически безуносным по пыли режимом работы.

Установки подобного типа перспективны в химической технологии, особенно для обезвоживания высоковлажных сточных вод.

Способность жидких материалов налипать на поверхность твердых тел можно использовать не только для пылеулавливания или агломерации продукта, но и для получения его в гранулах, для чего используется совмещение сушилки с грануляцией.

В качестве сушилок-грануляторов могут быть использованы барабанные сушилки и сушилки "кипящего слоя".

**Барабанная сушилка-гранулятор** (рис.8.6) представляет собой обычную, барабанную сушилку с периферийной подъемно-лопастной насадкой.

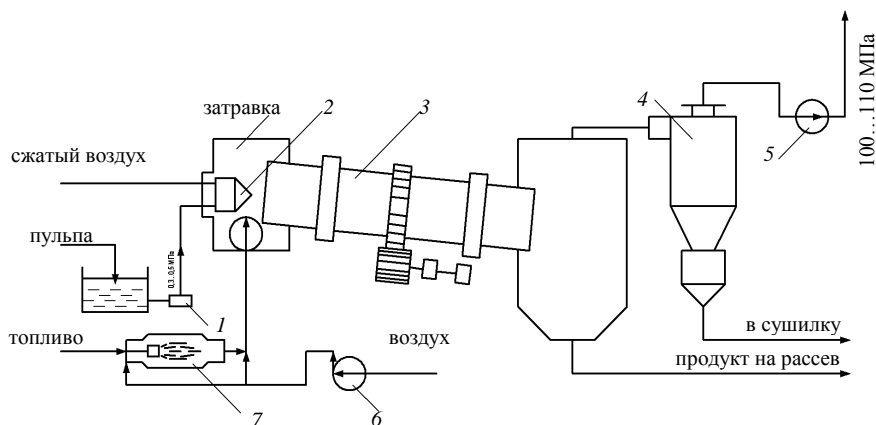


Рис.8.6. Барабанная сушилка-гранулятор:  
1 – насос; 2 – пневматическая форсунка; 3 – барабан; 4 – циклон;  
5,6 – вентиляторы; 7 – топка

В передней коробке барабана 3 установлены пневматические форсунки 2, которые распыляют исходную пульпу (суспензию) на подаваемую в барабан в качестве затравки пылевую и измельченную крупную фракцию сухого продукта. Аппарат работает при параллельном движении материала и сушильного агента, подаваемого через боковую стенку передней коробки.

Сушка и грануляция в сушильной камере происходит в результате смачивания сухих гранул, ссыпающихся с лопастей и попадающих на факел

распыла жидкой пульпы. Высушенный продукт подвергается рассеву: крупная фракция измельчается и вместе с мелкой и уловленной в циклоне 4 пылью возвращается в барабан. Товарный продукт представляет собой гранулы размером 2...4 мм. При температуре  $t_1 = 220...270$  °С, удельное объемное напряжение установки по влаге  $A_v$  составляет 15...18 кг/(м<sup>3</sup>ч), т.е. процесс сушки происходит в 2...3 раза интенсивнее, чем в обычных распылительных сушилках.

### 8. 3. Сушилки для твердых дисперсных материалов

Конвективная сушка твердых дисперсных сыпучих материалов проводится в сушилках с плотным, полувзвешенным и полностью взвешенным слоями материалов.

Слой сыпучего материала характеризуется сложной внутренней структурой. Объем слоя  $V_{сл}$  всегда больше объема твердых частиц в слое  $V_t$ . Расчеты показывают, что порозность  $\varepsilon$  плотного слоя шарообразных частиц лежит в пределах 0,259...0,476.

Порозность – это доля свободного объема в слое:

$$\varepsilon = \frac{V_{сл} - V_t}{V_{сл}}.$$

Однако в зависимости от распределения частиц по размерам, их формы, способа укладки и уплотнения слоя эта величина может быть больше или меньше указанных значений.

Плотным называется слой, если  $\varepsilon = 0,25...0,45$ . Для **взвешенного** слоя  $\varepsilon$  стремится к единице. В **полувзвешенном** состоянии  $\varepsilon = 0,4...1$ .

#### Сушилки с плотным слоем материала

В конвективных сушилках с плотным слоем материала сушильный агент подается вдоль слоя или через слой. К таким сушилкам относятся шахтные, камерные сушилки с неподвижными и подвижными полками, ленточные, турбинные.

**Шахтные сушилки.** Применяются для зернистых хорошо сыпучих материалов. Главным элементом аппарата является вертикальная шахта, в которой материал высушивается, перемещаясь под действием силы тяжести. Сушильный агент проходит через слой сыпучего материала. По характеру движения материала внутри шахты эти сушилки разделяются на три типа:

- со свободным падением материала внутри шахты;
- со свободным падением материала, искусственно замедленным путем установки полок различного вида;

– с замедленным движением материала (материал движется в шахте сплошной массой, скорость его перемещения определяется количеством отбиваемого высушенного материала).

Сушилки первых двух типов ввиду малой интенсивности сушки и практически нерегулируемого времени пребывания материала очень редко применяются на практике. В сушилках с замедленным движением материала длительность процесса можно регулировать в широких пределах – от нескольких минут до нескольких часов. Эти сушилки применяются достаточно широко в различных отраслях промышленности.

На рис.8.7 показана шахтная сушилка, работающая на смеси топочных газов с воздухом. Установка состоит из двух шахт 4, между которыми расположена распределительная камера 5. Камера разделена горизонтальными перегородками на три части: первая I и вторая II предназначены для распределения газов в зонах сушки, третья III (нижняя) – для подачи наружного воздуха в зону охлаждения.

Шахта заполнена коробами с открытыми днищами; одни ряды коробов связаны с нагнетающей камерой сушилки, другие – с отсасывающей. Агент сушки, проходя от нагнетательных коробов 1 к всасывающим 2, пронизывает материал. Отработанные газы выбрасываются из сборной камеры в атмосферу. Иногда отработанный газ из второй зоны сушки подается в первую. Воздух после зоны охлаждения используют в топке. В нижней части шахты установлено разгрузочное устройство, с помощью которого регулируются длительность сушки и равномерность выпуска материала по сечению шахты. Интенсивность процесса обуславливается температурой агента сушки и скоростью его прохождения через слой материала. Каждая зона сушилки может работать по принципу параллельных или встречных потоков материала и теплоносителя. Большие скорости газа в коробах недопустимы, так как они могут привести к уносу материала и повышению гидравлического сопротивления движению теплоносителя. Условная скорость газа, проходящего через слой материала, обычно составляет 0,2...0,3 м/с.

Оптимальная условная скорость газов через слой материала определяется в каждом отдельном случае в зависимости от характеристики материала (термочувствительности, сыпучести, наличия пыли и т. д.). Расстояние между нагнетающими и отсасывающими коробами обусловлено допустимыми гидравлическим сопротивлением слоя материала и количеством переданной материалу теплоты, определяющим необходимое снижение температуры агента сушки. Толщину слоя материала обычно принимают 200 мм.

Расстояние между коробами по вертикали 150...200 мм, а по горизонтали – 100 мм. Удельная объемная напряженность сушилki по влаге A по опытным данным составляет 20...30 кг/м.ч.

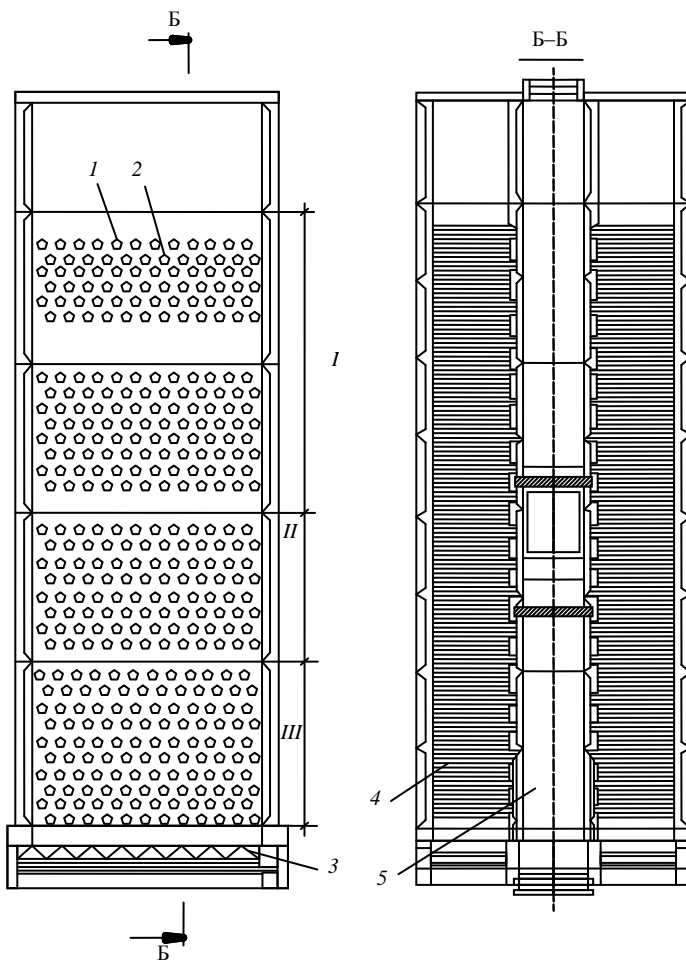


Рис. 7.7. Шахтная сушилка:  
 1 – отсасывающие короба; 2 – нагнетающие короба;  
 3 – разгрузочное устройство; 4 – шахта;  
 5 – распределительная камера

Поскольку мелкие частицы и пыль распределены по сечению шахты неравномерно, то и агент сушки распределяется неравномерно. В застойных зонах происходит так называемое запаривание материала, а иногда и его возгорание, если для сушки применяются топочные газы.

Основной недостаток шахтных сушилок – малая интенсивность процесса сушки. Из-за сводообразования в зоне влажного материала его движение



неравномерно, что приводит к неравномерной сушке. Наличие мелких частиц в материале значительно снижает фильтрующие свойства его слоя.

**Камерные сушилки с подвижными (опрокидывающимися) полками** могут работать непрерывно (рис. 8.8).

В этом случае материал подается на верхнюю полку, дно которой составляют узкие продольные пластины. Через определенный промежуток времени пластины поворачиваются в вертикальное положение, давая возможность материалу пересыпаться на вторую полку.

С нижней полки высушенный материал поступает в бункер готовой продукции. Циркуляция сушильного агента осуществляется так же, как в камерах с неподвижными полками.

Производительность сушилки по влаге достигает 1000 кг/ч, время сушки  $\tau_c$  – 20...50 мин.

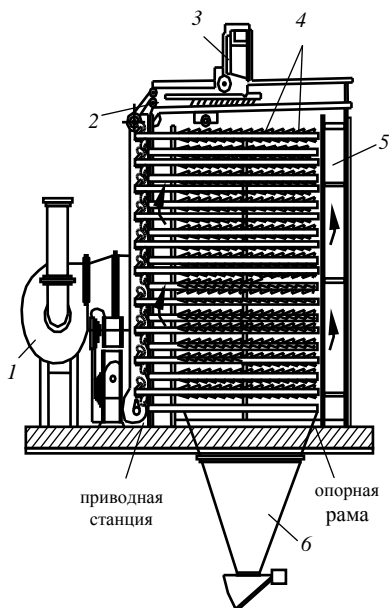


Рис. 8.8. Камерная сушилка с подвижными полками  
(с выносным вентилятором):

1 – вентилятор; 2 – загрузочная каретка; 3 – загрузочное устройство;  
4 – поворотные пластины; 5 – воздушные короба; 6 – разгрузочный бункер

Сушилки с опрокидывающимися полками отличаются невысокой интенсивностью, повышенной металлоемкостью, низкой эксплуатационной надежностью и сложностью ремонта, поэтому сейчас они почти вытеснены более эффективными сушилками с взвешенным слоем.

**Ленточные сушилки** (рис. 8.9) представляют собой туннель, в котором размещен ленточный транспортер, несущий высушиваемый материал. Транспортеры выполняются в виде металлической плетеной ленты или пластинчатой ленты, в зависимости от свойств высушиваемого материала. Для выравнивания влажности материала по высоте слоя через каждые 5...6 м ленты устанавливаются ворошители (2 валька с пальцами).

Сушильный агент продувается сквозь слой или вдоль слоя. Наиболее рациональна подача сушильного агента сквозь слой. Ленточная сушилка, как правило, разделена на зоны, в каждой из которых свой тепловой и аэродинамический режим.

Воздух, нагреваемый в калорифере 6, центробежным вентилятором 7 подается в распределительный канал 8 и проходит далее через слой материала 4 сверху вниз. Через окна 3 воздух возвращают на рециркуляцию.

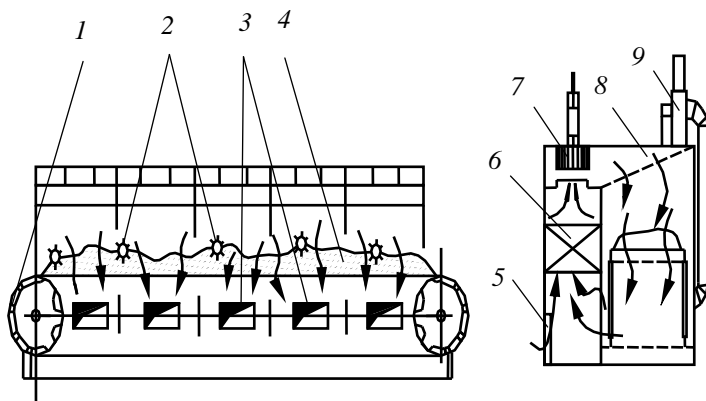


Рис.8.9. Одноленточная многозональная сушилка:

1 – пластинчатый транспортер; 2 – рыхлители; 3 – окна; 4 – материал; 5 – окно для подсоса свежего воздуха; 6 – паровой калорифер; 7 – циркуляционный вентилятор; 8 – распределительный канал; 9 – отсасывающий вентилятор

Часть отработанного воздуха выбрасывается вентилятором 9. Свежий воздух подсасывается через окно 5.

В сушилке могут сразу располагаться друг над другом несколько транспортеров (рис. 8.10).

Интенсивность сушки в ленточных сушилках колеблется в пределах 5...30 кг/м<sup>3</sup>·ч, в зависимости от свойств высушиваемого материала и режима сушки. Отечественной промышленностью выпускаются сушилки типового ряда с шириной ленты от 1,2 до 2,8 м, рабочей площадью от 10 до 400 м<sup>2</sup> и временем пребывания материала в зоне сушки от 1 до 40 ч.

Ленточные сушилки нельзя применять для сушки тонкодисперсных материалов, а также при температуре сушильного агента свыше 400 °С.

Большая интенсивность сушки достигается в **многоленточных сушилках с лентами из металлической сетки** (рис. 8.10).

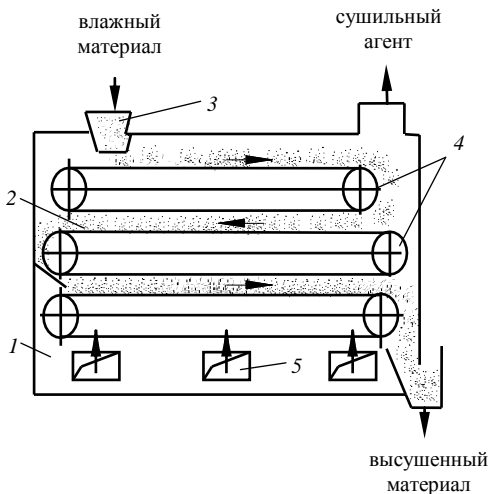


Рис. 8.10. Многоленточная сушилка:  
1 – камера сушилки; 2 – бесконечная лента; 3 – питатель;  
4 – ведущие барабаны; 5 – калорифер

Сушильный агент в таких сушилках продувается сквозь слой. При пересыпании материала с ленты на ленту увеличивается поверхность его соприкосновения с сушильным агентом, что способствует увеличению скорости и равномерности сушки.

### Сушилки с полувзвешенным слоем материала

Эти сушилки используют для сушки дисперсных, в том числе кусковых материалов. В них часть материала находится во взвешенном состоянии, что увеличивает поверхность теплообмена. К сушилкам с полувзвешенным состоянием материала относятся барабанные и аэрофонтанные.

Наибольшее распространение в крупнотоннажных производствах промышленности стройматериалов получили **барабанные сушилки**, поскольку они имеют большую производительность, надежны, просты в эксплуатации и достаточно экономичны. Они используются для сушки кусковых и зернистых материалов.

К барабанным сушилкам относят горизонтальные, цилиндрические сушилки с вращающимся или неподвижным корпусом. В первом случае с барабаном вращается внутренняя насадка, обеспечивающая перемешива-

ние материала, во втором – специальное перемешивающее устройство. По способу подвода тепла барабанные сушилки делятся на конвективные, контактные и комбинированные.

На рис. 8.11 показана схема конвективной барабанной сушилки для сушки материала смесью воздуха с топочными газами.

Материал поступает в сушильный барабан 5 через питатель 2. Топочные газы, получаемые сжиганием топлива в топке 1, подают в камеру смешения и далее – в барабан. В сушилке материал и сушильный агент движутся прямотоком. Высушенный материал через затвор-мигалку направляется на ленточный транспортер 8; отработанные газы поступают в циклон 7, откуда дымососом 6 отводятся в атмосферу. Сушилка работает под небольшим разрежением.

Основной элемент барабанной сушилки – сушильная камера, представляющая собой наклонный (под углом  $2...6^\circ$ ) вращающийся барабан, на корпус которого надеты два бандаж и зубчатый венец.

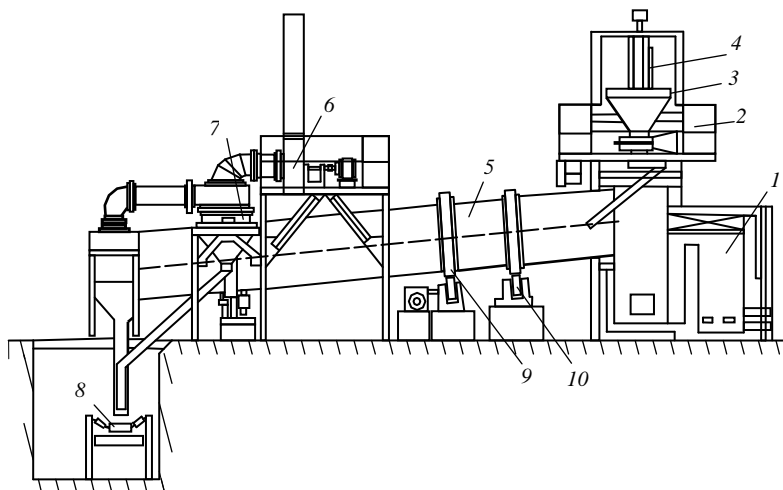


Рис. 8.11. Барабанная сушилка:

- 1 – топка; 2 – питатель; 3 – бункер; 4 – элеватор; 5 – сушильный барабан;  
6 – дымосос; 7 – циклон; 8 – ленточный транспортер; 9 – зубчатая передача;  
10 – опорные ролики

Барабан приводится в движение электродвигателем через зубчатую передачу 9. Бандажами барабан опирается на свободно вращающиеся опорные ролики 10. Для предотвращения осевого смещения один из бандажей барабана упирается боковой поверхностью в упорные ролики. У одного конца барабана устанавливается загрузочная камера, у другого – разгрузочная.

Зазор между вращающимся барабаном и неподвижными камерами уплотняется специальными устройствами – уплотнениями, которые предохраняют установку от больших подсосов воздуха извне и уменьшают расход энергии на вентилятор.

Если сушильный материал не вызывает коррозии и необходимости применения легированных сталей, барабаны изготавливают из царг, вальцованных из листовой углеродистой стали толщиной 8...20 мм. Для передачи давления от всех вращающихся частей аппарата на опорные ролики служат бандажи, представляющие собой стальные кольца прямоугольного, квадратного или коробчатого сечения. Для понижения местных напряжений материала корпуса под бандажами и венцовой шестерней приваривают усиливающие кольца, в 1,5...2 раза превышающие толщину барабана. Бандажи крепятся к корпусу, как правило, болтами, венцовая шестерня – жестким или гибким креплением. Жесткое крепление применяется при постоянной температуре корпуса, гибкое – в сушильных барабанах, работающих при высоких температурах.

Внутри корпуса сушилки, в зависимости от свойств высушиваемого материала, устанавливают различные насадки, способствующие равномерному распределению материала и его интенсивному перемешиванию в процессе сушки. Вид насадки соответствует свойствам высушиваемого материала (рис. 8.12)..

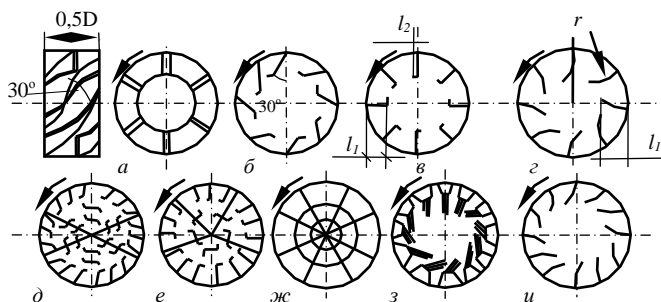


Рис. 8.12. Схемы некоторых внутренних насадок барабанных сушилок:  
*а* – винтовая распределительная (приемно-винтовая); *б, и* – подъемно-лопастная;  
*в* – подъемно-лопастная:  $l_1 = (0,15 \dots 0,2) D$ ;  $l_2 = 0,085 \cdot D$ ; *г* – подъемно-лопастная:  
 $l_1 = 0,125D$ ;  $r = 0,07D$ ; *д, е*, – лопастная секторная; *ж* – секторная (перевалочная);  
*з* – самоочищающиеся лопатки

Если во время сушки свойства материала изменяются, то форму насадки принимают разной по длине барабана. Со стороны загрузочной камеры по длине, равной половине диаметра, располагают распределительную насадку в виде винтовых лопастей. При сушке достаточно сыпу-

чих материалов за винтовой насадкой помещают периферийную подъемно-лопастную насадку. Форма насадки может быть различной

В конце барабана устанавливают секторную насадку с пятью или шестью секторами (лопастная секторная или секторная перевалочная). Для налипающих материалов используется цепная насадка, которая позволяет в сушильном агрегате совмещать при обработке помол и сушку.

При сушке материала в барабане основное количество теплоты от сушильного агента передается материалу конвекцией. При увеличении степени загрузки барабана материалом возможность его пересыпания сокращается. Вместе с этим уменьшается поверхность контакта материала и сушильного агента, а также интенсивность сушки.

Поэтому одной из важнейших характеристик барабанной сушилки является коэффициент заполнения  $\beta_m$ . Чем выше  $\beta_m$  тем большая поверхность высушиваемого материала участвует в тепломассообмене с сушильным агентом и тем эффективнее используется рабочий объем барабана.

Величина  $\beta_m$  зависит от конструкции насадки (по практическим данным  $\beta_m = 0,15 \dots 0,35$ ).

При выборе размеров барабанной сушилки пользуются экспериментально установленными  $A_v$ , зависящими от  $\beta_m$ ,  $U_n$ ,  $U_k$ , вида сушеного материала, а также режимных параметров сушки. Отечественные предприятия выпускают барабанные сушилки диаметром от 1 до 5 м, длиной до 40 м ( $L/D = 4 \dots 8$ ).

Барабанные сушилки могут работать как с прямоточным, так и с противоточным движением материала и сушильного агента. Их удельное объемное напряжение по влаге  $A_v$  составляет 30...120 кг/м·ч, время сушки – 10...40 мин, скорость сушильного агента в барабане – 2,5...3 м/с. Для снижения пылеуноса скорость сушильного агента на выходе из барабана не должна превышать 1,8 м/с. Удельный расход теплоты  $q_k$  (показатель тепловой экономичности) при сушке воздухом составляет примерно 4600 кДж/кг, при сушке смесью топочных газов с воздухом – 3500...6300 кДж/кг.

**Аэрофонтанные сушилки** (рис. 8.13) относятся к установкам с полувзвешенным слоем, поскольку в центре таких сушилок материал движется пневмотранспортом вверх, а по стенкам камеры возвращается в слой. Эти сушилки применяются для дисперсных материалов даже неоднородного гранулометрического состава при скорости витания частиц, значительно меняющейся в процессе сушки.

Существуют два типа аэрофонтанных сушилок – с решеткой и без решетки.

Угол конусности таких сушилок обычно 30...70°. Практически апробированное  $D_{\max}/D_{\min} = 3 \dots 10$ . Это обеспечивает устойчивую работу сушилки. Скорость газа в узком сечении сушилки в 1,5...2 раза выше скоро-

сти витания частиц. В сушилке без решетки эту скорость принимают равной устойчивой скорости пневмотранспорта крупных частиц – 1,5...2 м/с.

В широкой части сушилки обычно создается режим кипения с условной скоростью газа по всему сечению 0,2...0,5 м/с. В конической части аппарата частицы циркулируют в потоке сушильного агента до тех пор, пока скорость витания  $v_{\text{вит}}$  не станет больше скорости газового потока  $v_{\text{г.п}}$ . Тогда они выносятся из аппарата в пылеулавливающую систему.

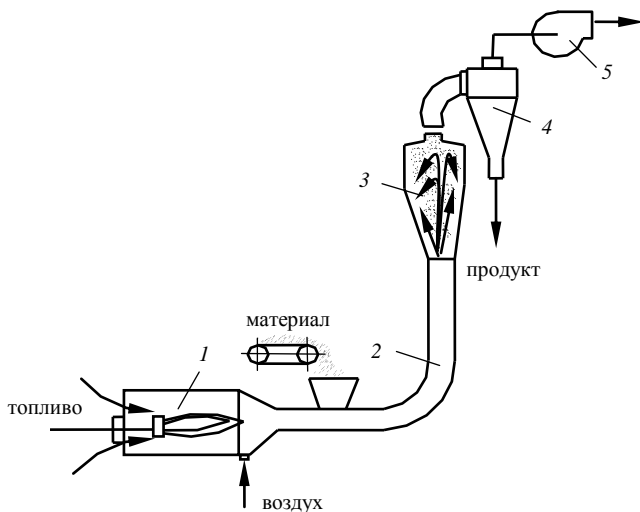


Рис. 8.13. Аэрофонтанная сушилка:  
1 – топка; 2 – пневмотруба; 3 – аэрофонтан; 4 – циклон; 5 – дымосос

Материал подается питателем в пневмотрубу 2, где подхватывается потоком горячего сушильного агента, предварительно подсушивается и поступает на окончательную сушку в аэрофонтан 3. Высушенный продукт полностью уносится газами и затем выгружается из циклона 4.

Порозность слоя  $\epsilon$  в аэрофонтанных сушилках близка к 0,85. Время пребывания материала в аппарате – 15...25 с. Из-за кратковременного пребывания материала в таких сушилках их используют лишь для удаления свободной влаги.

Ввиду малых концентраций материала в единице рабочего объема сушилки и небольших относительных скоростей сушильного агента и материала интенсивность сушки невелика.

Высота таких сушилок достигает 40...60 м. Вследствие этого их редко используют в сушильной технике.

## Сушилки со взвешенным слоем материала

К сушилкам с взвешенным слоем материала относятся сушилки "кипящего" слоя и пневматические сушилки (трубы-сушилки, а также спиральные, вихревые, циклонные). Наибольшее распространение в промышленности строительных материалов получили **сушилки "кипящего" слоя**.

Сушка в "кипящем" слое – перспективный метод для сушки кусковых и сыпучих материалов диаметром до 70 мм. Если сравнить сушилку "кипящего" слоя с конвективной барабанной по объемному коэффициенту теплопередачи  $\alpha_v$ , то для сушилок "кипящего" слоя этот коэффициент колеблется в пределах 6000...9000 Вт/м<sup>2</sup>·°С, а для барабанной не превышает 580 Вт/м<sup>3</sup>·°С. Следовательно, сушилки "кипящего" слоя должны быть более компактными и производительными. Они позволяют, кроме сушки, одновременно классифицировать материал по фракциям. Однако сушилки "кипящего" слоя имеют свои недостатки: повышенный расход электроэнергии для создания высокой скорости сушильного агента с целью образования "кипящего" слоя и несколько повышенный удельный расход теплоты.

По конструктивному признаку эти сушилки делятся на две большие группы: одно- и двухкамерные. Однокамерные сушилки наиболее просты по устройству и в эксплуатации, обладают высокими экономическими показателями, легко поддаются автоматизации. Это наиболее распространенный тип промышленных сушилок.

На рис. 8.14 показана схема сушилки с одноступенчатым аппаратом "кипящего" слоя.

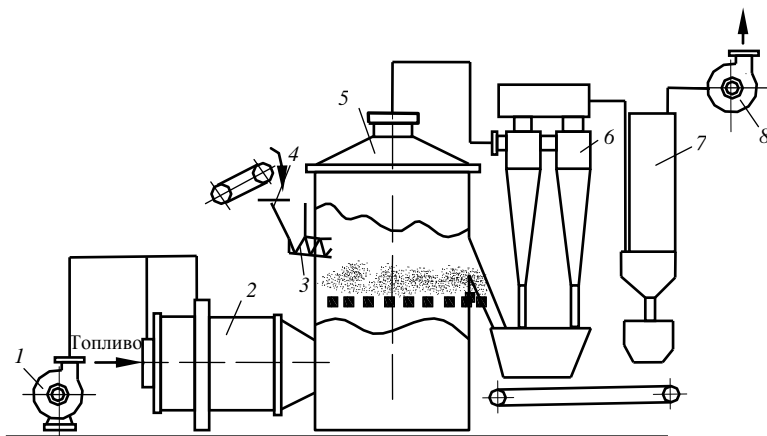


Рис. 8.14. Схема цилиндрической сушилки с кипящим слоем:

1 – вентилятор; 2 – топка; 3 – шнековый питатель; 4 – бункер;  
5 – сушильная камера; 6 – циклон; 7 – рукавный фильтр; 8 – дымосос



Сушильный агент получают за счет разбавления холодным воздухом продуктов горения топлива, сжигаемого в топке 2. Далее сушильный агент за счет давления, создаваемого вентилятором 1, поступает через решетку к слою материала со скоростью, равной скорости витания частиц. Материал питателем 3 непрерывно подается на решетку и высушивается в "кипящем" слое. Высушенный материал через шлюзовой затвор выгружается на конвейер.

Отработанный сушильный агент подается в циклон 6, далее – в рукавный фильтр 7 и после очистки выбрасывается дымососом 8 в атмосферу.

Промышленные сушилки "кипящего" слоя работают в интервале порозности  $\varepsilon = 0,15 \dots 0,75$ . Эта область охватывает диаметр частиц от 30...40 мкм до 6...7 мм.

Недостатком некоторых конструкций является неравномерная сушка полидисперсного материала, обусловленная различным временем пребывания отдельных частиц в зоне сушки.

Этот недостаток можно предотвратить, организовав направленное движение слоя материала и разделяя камеру на зоны, различающиеся гидродинамическими и термодинамическими условиями проведения процесса.

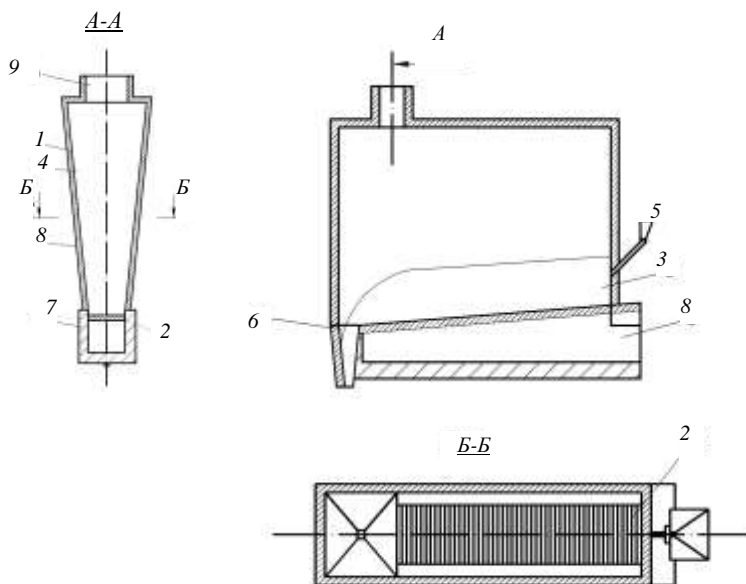


Рис. 8.15. Однокамерная прямоугольная сушилка с направленным движением материала: 1 – корпус; 2 – газораспределительная решетка; 3 – псевдоожиженный слой; 4 – сепарационное пространство; 5 – питатель; 6 – разгрузочный бункер; 7 – футеровка; 8 – вход газа; 9 – выход газа

Простейший вариант устранения этого недостатка заключается в применении призматической, конусообразной или корытообразной формы камеры, которая обуславливает сепарирование частиц разного размера по высоте; более мелкие частицы находятся в верхней части слоя, поэтому меньше подвергаются перегреву (рис. 8.15).

Непрерывное перемещение частиц вдоль камеры обеспечивается наклоном и некоторым уменьшением ширины решетки в сторону выгрузки. Вследствие уменьшения вертикальной скорости газа к концу камеры результирующая сил тяжести материала и давления газа заставляет частицы двигаться как бы по наклонной плоскости.

В аппаратах с виброкипящим слоем для этой цели применяют виброрешетки.

Основным и наиболее важным элементом сушилок "кипящего" слоя являются газораспределительные решетки, которые выполняют две функции: они поддерживают псевдоожиженный слой и обеспечивают равномерное распределение газового потока по сечению камеры.

В настоящее время применяют два типа решеток – провальные и беспровальные.

Провальные решетки (рис. 8.16, *а, б*) представляют собой перфорированные плиты или колосники, на которых материал поддерживается за счет скоростного напора газа. Толщина плиты – 10...20 мм, что создает большую жесткость и значительную длину канала, при которой вероятность просыпания близка к нулю. Незначительные прогибы и неровности приводят к неравномерному кипению и залеганию материала.

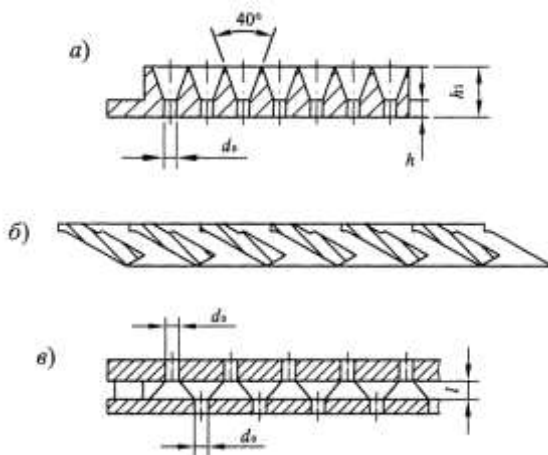


Рис. 8.16. Газораспределительные решетки:  
*а* – сотовая; *б* – колосниковая; *в* – беспровальная

Беспровальные решетки (рис. 8.16, в) выполняются четырех типов: плиты из жаропрочного бетона или чугуна, в отверстия которых вставляются сменные сопла-колпачки с шагом 100...300 мм, расположенные в шахматном или коридорном порядке; два параллельно расположенных листа или набор колосников, оси отверстий которых смещены по отношению друг к другу; два параллельно расположенных листа (перфорированных), промежуток между которыми заполнен огнеупорным дробленым материалом; перфорированные, горизонтально уложенные трубы (для мелких частиц).

Живое сечение решеток составляет 2...10%. Нижний предел обычно принимают при работе с малыми скоростями кипения, т.е. при сушке тонкодисперсных материалов с малой плотностью частиц. Диаметр отверстий чаще всего составляет 2,0...5,6 мм.

Для равномерного распределения газов необходимо, чтобы большим диаметрам аппарата соответствовало большее сопротивление решетки. Скорость сушильного агента в отверстиях решетки должна быть больше скорости витания частиц, размеры которых равны диаметру отверстий. С возрастанием перепада температур живое сечение решетки при прочих равных условиях также увеличивается.

Живое сечение решеток составляет 2...10%. Нижний предел обычно принимают при работе с малыми скоростями кипения, т.е. при сушке тонкодисперсных материалов с малой плотностью частиц. Диаметр отверстий чаще всего составляет 2,0...5,6 мм. Для равномерного распределения газов необходимо, чтобы большим диаметрам аппарата соответствовало большее сопротивление решетки. Скорость сушильного агента в отверстиях решетки должна быть больше скорости витания частиц, размеры которых равны диаметру отверстий. С возрастанием перепада температур живое сечение решетки при прочих равных условиях также увеличивается.

Промышленные сушилки "кипящего" слоя работают с небольшим слоем материала – 300...400 мм. На основании опыта эксплуатации сушилок "кипящего" слоя установлено, что высота слоя  $H_{сл}$  должна быть в 4 раза больше высоты гидродинамической стабилизации слоя  $H_{ст}$ , а  $H_{ст} \approx 20 d_{отв}$ , следовательно,  $H_{сл} \approx 80 d_{отв}$ . Высоту сепарационного пространства рекомендуется принимать в 4...6 раз больше  $H_{сл}$ .

Загрузка материала производится с помощью шлюзовых затворов, вибропитателей с автоматическими весами, шнеков или специальных забрасывателей. Питатель располагается примерно на высоте 1000 мм над решеткой. Выгрузка производится непосредственно с решетки, при этом производительность разгрузочного устройства регулируется так, чтобы высота слоя оставалась постоянной. При сушке однородных материалов иногда применяют переливные пороги, высота которых определяет высоту слоя; разгрузочный в этом случае не ставят. В нижней части порога делают отверстие для крупных частиц.

Для надежной работы распределительной решетки важное значение имеет правильный выбор материала. В условиях высоких температур при сушке газом решетки изготавливают из высоколегированной жаропрочной стали или легированного чугуна. Крепление распределительной решетки должно предусматривать свободное перемещение ее при расширении (рис.8.17).

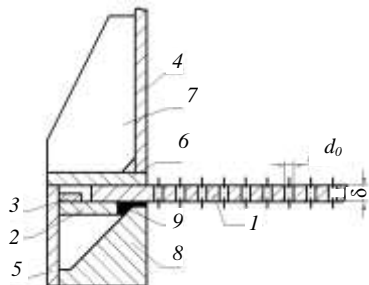


Рис. 8.17. Крепление газораспределительной решетки:  
1 – решетка; 2 – фланец; 3 – косынка; 4 – верхний корпус сушилки;  
5 – ограничитель; 6 – опора; 7 – нижний корпус сушилки; 8 – футеровка;  
9 – уплотнительная набивка (асбестовый шнур)

Удельное объемное напряжение сушилок "кипящего" слоя по влаге  $A_v = 150...200 \text{ кг/м}^3\text{ч}$ , поверхностное –  $A_s = 800... 1000 \text{ кг/м}^2\cdot\text{ч}$ . Удельный расход теплоты для этих сушилок –  $5000...6500 \text{ кДж/кг}$ .

**Многокамерные сушилки** "кипящего" слоя могут быть с последовательным движением материала и подачей свежего теплоносителя в каждую камеру, а также ступенчато-противоточные. Многокамерные сушилки являются многозонными, но в то же время в отдельных камерах могут быть организованы дополнительные зоны. Многокамерные сушильные аппараты можно создать простым секционированием сушильного пространства вертикальными или горизонтальными перегородками.

Для материалов, склонных к налипанию, комкообразованию и каналообразованию, применяются одно- и многокамерные сушилки "кипящего" слоя, оборудованные различными механическими побудителями слоя (мешалки-ворошители, виброрешетки, шнеки, движущиеся перегородки и т.п.).

**Пневматические сушилки** представляют собой чаще всего трубы, в которых материал подвергается сушке во взвешенном состоянии. Схема простейшей трубы сушилки приведена на рис. 8.18.

Диаметр частиц сушимого материала не превышает 10 мм. Его перемещение в сушилке происходит за счет энергии движения сушильного агента (пневмотранспорт). Проходя в сушильной трубе с скоростью  $10...35 \text{ м/с}$ , сушильный агент подхватывает куски влажного материала и,

благодаря большой поверхности испарения, высушивает его во время перемещения в трубе в течение 1,5...2,5 с.

Расширитель (аэрофонтан) 4 в средней части трубы создает условия нестационарного гидродинамического режима, что интенсифицирует процесс сушки, а также задерживает крупные куски материала в зоне сушки. Разделение высушенного материала и сушильного агента происходит в одиночном циклоне 6 и батарейном циклоне 7.

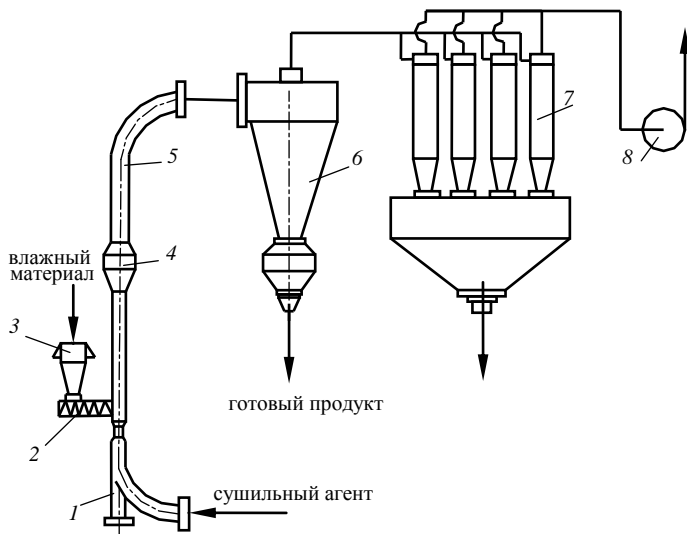


Рис. 8.18. Схема трубной пневматической сушилки:  
1 – карман; 2 – питатель; 3 – бункер; 4 – аэрофонтан; 5 – труба-сушилка; 6 – циклон;  
7 – батарейный циклон; 8 – вентилятор

Обеспыленный сушильный агент выбрасывается вентилятором или дымососом 8 в атмосферу. Карман 1 в нижней части трубы играет роль сепаратора и ловушки для крупных кусков материала, предохраняя их от перегрева и разложения

Вертикальный пневмотранспорт сушимого материала может происходить только при такой скорости движения сушильного агента, которая превышает скорость витания частиц материала.

Поперечное сечение трубы-сушилки рассчитывается по скорости движения и секунднему количеству сушильного агента:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{V_t}{v_t}, \text{ м}^2. \quad (8.8)$$

Отсюда внутренний диаметр трубы-сушилки

$$D = 113 \sqrt{\frac{V_t}{v_t}}, \text{ м}, \quad (8.9)$$

где  $V_t$  – действительный расход сушильного агента при  $t$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $v_t$  – действительная скорость движения газов в трубе-сушилке,  $\text{м}/\text{с}$ .

Действительная скорость сушильного агента должна незначительно (на 10...20%) превышать скорость витания наиболее крупных частиц материала, чтобы не создавать чрезмерно большие аэродинамические сопротивления, перерасход электроэнергии, а также ненужное увеличение трубы-сушилки.

Для частиц шаровой формы скорость витания (критическая скорость) определяется по формуле:

$$v_{\text{вит}} = \frac{3,62}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{d\rho_{\text{м}}}{\rho_{\text{с.а}}}}, \text{ м}/\text{с}. \quad (8.10)$$

При  $\text{Re} > 1000$ ,  $\xi = 0,28...0,32$ . Тогда

$$v_{\text{вит}} = (6,4...6,85) \sqrt{\frac{d\rho_{\text{м}}}{\rho_{\text{с.а}}}}, \text{ м}/\text{с}, \quad (8.11)$$

где  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  $d$  – диаметр частиц,  $\text{м}$ ;  $\rho_{\text{м}}$ ,  $\rho_{\text{с.а}}$  – плотность материала и сушильного агента соответственно,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Для частиц неправильной произвольной формы  $\xi = 0,48$ . Тогда действительная скорость движения газов, увеличенная на 10% по отношению к скорости витания  $v_{\text{вит}}$

$$v_t = 5,7 \sqrt{\frac{d\rho_{\text{м}}}{\rho_{\text{с.а}}}}, \text{ м}/\text{с} \quad (8.12)$$

Как видно из формулы (8.11), скорость витания  $v_{\text{вит}}$  зависит от плотности сушильного агента  $\rho_{\text{с.а}}$ , которая меняется с изменением состава газа, температуры и давления (это зависит от диаметра частиц).

Фактическая продолжительность сушки в трубе зависит от длины трубы  $L_T$  и скорости витания  $v_{\text{вит}}$ . При равномерном движении продолжительность сушки

$$\tau = \frac{L_T}{v_{\text{с.а}} - v_{\text{вит}}}, \text{ ч}. \quad (8.13)$$

На продолжительность сушки влияет концентрация материала в газовом потоке

$$C = \frac{G_m}{G_r}, \text{ кг/кг}, \quad (8.14)$$

где  $G_m$ ,  $G_r$  — соответственно массы твердого материала и газового потока.

В отличие от простого пневмотранспорта (концентрация частиц 5...15 кг/кг) для пневмосушилки требуется небольшая концентрация материала (0,3...3 кг/кг). Она зависит также от степени подсушки материала, влажности и температуры сушильного агента.

Большим достоинством пневматических сушилок является использование прямотока и кратковременность сушки, вследствие чего даже для термочувствительных материалов допустимо применять высокотемпературный теплоноситель. В трубе постоянного сечения около 55% влаги удаляется на разгонном участке длиной 1...1,5 м (это 1/10 всей высоты трубы), где движущая сила наибольшая. Удельная объемная напряженность по влаге  $A_v$  у этих сушилок достигает 350...400 кг/м<sup>3</sup>·ч.

Основными недостатками труб-сушилок являются большой расход электроэнергии для создания необходимой скорости сушильного агента и пылеуноса, а также большой износ трубопроводов.

Интенсификация тепло- и массообмена в потоках газовзвесей может быть достигнута искусственным увеличением относительной скорости движения частиц в газе при воздействии силы, не оказывающей влияния на газовую среду.

Наиболее простым и радикальным способом увеличения относительной скорости движения частиц в газе является использование центробежной силы, возникающей при движении газовзвеси по криволинейному пути. Применительно к пневмотранспорту закручивание может быть осуществлено по винтовой траектории (объемной спирали) или по траектории плоской спирали. Двигаясь по криволинейной траектории, частицы материала отбрасываются на внешнюю стенку канала, соударяясь между собой и стенкой. При этом скорость их движения уменьшается, что приводит к концентрированию газовзвеси и интенсификации межфазного тепло- и массообмена. В то же время движение частиц в пристенной области позволяет создать в сушилке благоприятные условия для контактного подвода дополнительной теплоты к материалу. Дисперсная фаза, двигаясь в пристенной зоне аппарата, активно воздействует на пограничный слой, турбулизируя его, что способствует значительному повышению коэффициента теплоотдачи от стенки аппарата к газовзвеси. Поскольку концентрация дисперсного материала в пристенной зоне значительно выше, чем в прямых пневмотрубах, то и коэффициент конвективного теплообмена намного выше. Коэффициент теплоотдачи от стенки

аппарата к газовзвеси может достигать  $230...350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ . Указанные возможности реализованы в спиральных пневматических сушилках.

На рис. 8.19 представлена **пневмосушилка с плоским спиральным каналом и циклонным сепаратором**. Это сушилка с плоским спиральным каналом в горизонтальной плоскости, плавно переходящим в сепарирующую камеру, конструктивно оформленную в виде циклона. Аппарат состоит из корпуса 1, в котором днище-крышка 2 и спиральная лента 3 образуют спиральный канал 5, плавно переходящий в сепарирующую камеру 7. Достоинства: компактна и относится к аппаратам безуносного типа.

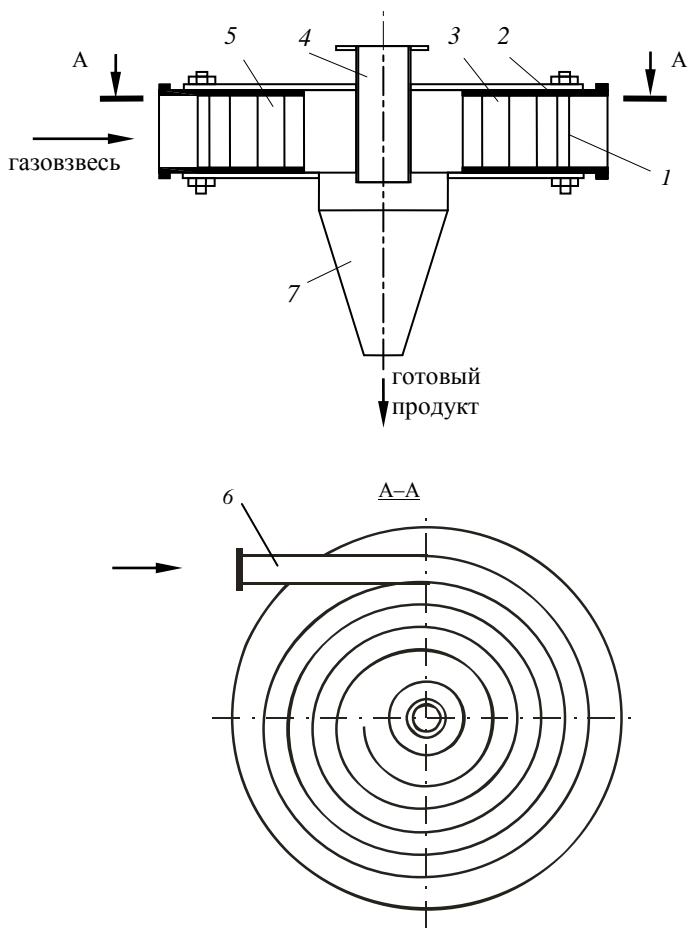


Рис. 8.19. Пневмосушилка с плоским спиральным каналом и циклонным сепаратором: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – спиральная лента; 4 – выхлопная труба; 5 – спиральный канал; 6 – входной штуцер; 7 – сепарирующая камера



Эффективность разделения твердой и газовой фаз достигает 99%, что позволяет исключить из технологической схемы пылеочистные устройства, а это соответственно уменьшает энергетические затраты на сушку. Недостатки: ограничен верхний предел производительности. С ростом производительности повышается расход сушильного агента, и соответственно проходное сечение канала, радиус сепаратора и максимальный радиус сушилки увеличиваются.

Расчет показывает, что практическое использование сушилок этого типа с приемлемым радиусом 1,5...2 м ограничено расходом сушильного агента – 12...15 тыс. м<sup>3</sup>/ч.

Гидравлическое сопротивление сушилки – 1500...3000 Па, причем 30...40% его приходится на сопротивление циклонного сепаратора. Длина спирали 10...20 м (зависит от материала), время пребывания в сушилке – 1...2 с.

#### **8.4. Сушилки для штучных, массивных, крупногабаритных материалов и изделий**

К таким сушилкам относятся **камерные сушилки с неподвижными полками** и туннельные сушилки.

Схема простейшей камерной сушилки с неподвижными полками приведена на рис. 8.20.

Камера 1 длиной 10...13 м и высотой 3,5 м рассчитана на загрузку 10 полок с материалом. Эти полки загрузочной вагонеткой укладываются на выступы камеры 2. Ниже уровня пола камера имеет три канала 3, 4, 5, два боковых 3, 5 – для подачи сушильного агента, средний 4 – для отбора сушильного агента. Каналы перекрыты настилами с отверстиями 6.

Камеры соединяются в блоки по 20...30 шт. и имеют общее снабжение сушильным агентом через подводящий канал и общий принудительный отбор сушильного агента.

Сушильный агент через каналы 3, 5 подается в камеру и, так как он легче воздуха, занимающего рабочий объем камеры, поднимается вверх (на рис. 20 показано стрелками) до тех пор, пока его плотность в процессе охлаждения не выровняется с плотностью воздуха в камере. По пути движения нагретый сушильный агент отдает теплоту более холодному материалу и начинает двигаться вниз, постепенно снижаясь, попадает в нижний канал 4 и выбрасывается в атмосферу.

Смешивание восходящих и нисходящих потоков сушильного агента вызывает многократную циркуляцию и достаточно равномерную сушку изделий. В середине сушилки, где сушильный агент опускается вниз, имеется зона слабой сушки С. Процесс в этой зоне можно интенсифицировать путем увеличения скорости сушильного агента с одновременным снижением его начальной температуры.

На большинстве заводов в качестве сушильного агента используют смесь топочных газов с воздухом или отходящие газы обжиговых печей. Температура газов в подводящем канале камерных сушилок колеблется от 90 до 150 °С.

Температура отработанных газов в начале цикла составляет 25...30 °С, а в конце цикла возрастает до 50...55 °С. Скорость газов в камере составляет 2,5...3,5 м/с, разрежение поддерживается в пределах 10 Па.

Время сушки в камерных сушилках составляет 2...3 сут. Удельный расход теплоты 4200...6300 кДж/кг<sub>вл.</sub>

Длительное время основным недостатком камерных сушилок считали периодичность их действия, обуславливающую повышенный расход топлива и неравномерность сушки, определявшую увеличение продолжительности сушки и снижение качества высушенных изделий. Однако современные конструкции камерных сушилок обеспечивают высокое качество высушенной продукции при малых расходах топлива по сравнению с туннельными сушилками. В то же время большое преимущество камерных сушилок – возможность эксплуатации по дискретному режиму, что исключает необходимость круглосуточной и непрерывной работы заготовительных цехов.

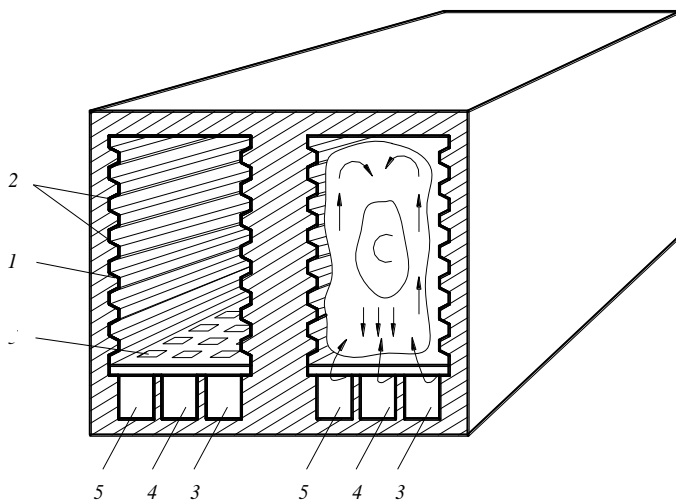


Рис. 8.20. Схема камерной сушилки с неподвижными полками:

Схема камерной сушилки с неподвижными полками:

1 – камера; 2 – выступы; 3, 5 – каналы для подачи сушильного агента;

4 – канал для отвода сушильного агента; 5 – настилы

Работа по этому режиму имеет определенные социальные преимущества, повышает производительность труда и облегчает решение многих организационно-производственных вопросов. В связи с этим как в нашей стране,

так и за рубежом отмечается тенденция возврата к камерным сушилкам, но на новой технической основе, каковой является внутренняя принудительная циркуляция теплоносителя.

В отличие от камерных, туннельные сушилки являются сушилками непрерывного действия.

Их рабочей камерой является туннель, по которому непрерывно перемещается высушиваемый материал. Тепловые зоны стационарны по длине туннеля. Поток теплоносителя (газов или воздуха) в туннеле движется или навстречу материалу (противоточные сушилки), или в одном направлении с ним (прямоточные сушилки). Распространены сушилки с комбинированным движением теплоносителя, а также с продольным и поперечным его перемещением.

Конструкции туннельных сушилок весьма разнообразны по теплотехнологическим схемам, а также по виду транспортирующих устройств. По последнему признаку различают сушилки вагонеточные, с цепными, ленточными, ленточно-сетчатыми и роликовыми конвейерами.

Туннельные сушилки с наземным вагонеточным транспортом в промышленности строительных материалов широко применяют для сушки кирпича, черепицы и дренажных труб. Противоточные туннельные сушилки, работающие с однократным использованием теплоносителя, предельно просты по конструкции и потому получили наибольшее распространение в промышленности строительных материалов.

**Туннельная противоточная вагонеточная сушилка для сушки кирпича-сырца** (рис. 8.21) представляет собой длинный туннель 1, заполненный вагонетками 2, на которых уложены полки 3 с кирпичом. Длина туннеля обычно 25...35 м, ширина 1,2...1,3 м и высота до 1,7 м. С помощью толкателя 6 вагонетки подаются в туннель, при этом весь поезд вагонеток, заполняющих туннель, продвигается на длину одной вагонетки. В это же время из разгрузочного конца туннеля выталкивается вагонетка с уже высушенным кирпичом.

Из главного подводящего коллектора 12, расположенного вдоль фронта выгрузочных дверей туннелей, газы поступают в каждый туннель через соединительные каналы 10, которые заканчиваются отверстием 9 в полу туннеля. Регулируют количество подаваемых в каждый туннель газов заслонкой 11.

Газы, продвигаясь по туннелю, омывают кирпич и, высушивая его, увлажняются и охлаждаются. Удаляются они на загрузочном конце туннеля через отверстие 8, соединительный канал 7 с заслонкой 5 и главный коллектор 4 отработанных газов.

Таким образом, при противоточной схеме загруженный в туннель холодный и механически слабый сырец омывается влажными остывшими газами.

При этом он прогревается, не подвергаясь интенсивной сушке, которая могла бы вызвать возникновение в нем напряжений и трещин. По мере продвижения по туннелю сырец встречает все более нагретые и более сухие газы и интенсивность его сушки возрастает. Вблизи выгрузочного конца туннеля

сырец взаимодействует с горячими и сравнительно сухими газами. Однако их взаимодействие в этой зоне туннеля уже не представляет опасности для сырца, поскольку здесь он подогретый, в значительной мере высушенный, механически окрепший и не дает усадки

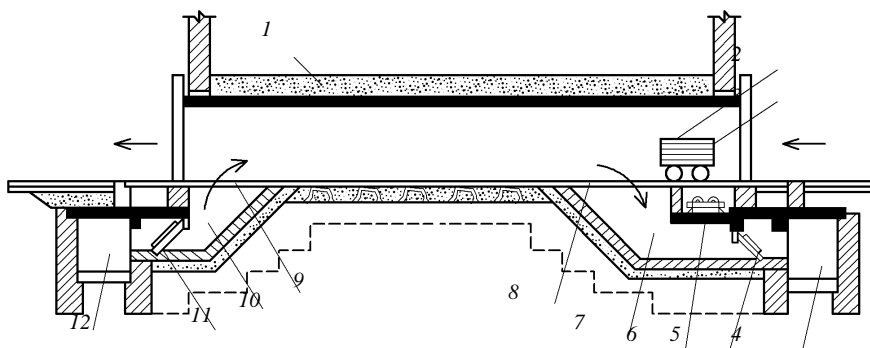


Рис. 8.21. Рабочая камера туннельной сушилки для сушки кирпича-сырца:

1 – туннель; 2 – вагонетка; 3 – полки; 4 – главный коллектор; 5, 11 – заслонки; 6 – толкатель; 7 – соединительный канал; 8 – отверстие для удаления отработанного сушильного агента; 9 – отверстие для подачи в камеру сушильного агента; 10 – соединительные каналы; 12 – подводящий коллектор

Туннельные сушилки большой производительности компонуются в блоки по 10...15 туннелей.

При сушке кирпича в простых противоточных туннельных сушилках начальная температура газов обычно  $t = 90...120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура отработанных газов  $t = 30...35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а их относительная влажность  $\varphi = 80...85\%$ .

Основным недостатком, обуславливающим невысокое качество высушенных в таких сушилках изделий, является отсутствие возможности принудительного регулирования режима сушки по длине туннеля.

Для смягчения режима сушки на горячем конце туннелей иногда увлажняют теплоноситель подачей воды в подводящий коллектор.

Скорость газов в живом сечении туннеля должна быть не менее 2,5...4 м/с. Практически таких скоростей можно достичь либо при низкой начальной температуре газов порядка 60...70  $^{\circ}\text{C}$ , что неэкономично в тепловом отношении, либо путем рециркуляции отработанных газов, что более рационально.

Удельный расход теплоты в противоточных туннельных сушилках составляет 4600...5500 кДж/кг влаги.

В простейших противоточных сушилках можно регулировать лишь начальную температуру газов. Температурная кривая по длине туннеля, а также кривая сушки, равно как и параметры отработанных газов, складываются стихийно и чаще всего получаются не такими, какие нужны по технологическим свойствам высушиваемого материала. Кроме того, подача в туннель

сухих газов приводит часто к чрезмерно интенсивной сушке на коротком участке туннеля, в результате чего на кирпиче возникают трещины. На разгрузочном же конце туннеля наблюдается переохлаждение газов с выпадением конденсата на загруженный холодный сырец, что приводит в конечном счете к снижению качества готовых изделий.

Недостатки в некоторой степени преодолеваются в сушилках с рециркуляцией отработанных газов. Различают рециркуляцию общую и зонную. При общей рециркуляции часть отработанных газов – рециркулят смешивают с теплоносителем вне туннеля и образующуюся смесь подают в туннель. При зонной рециркуляции рециркулят подают в одну или несколько зон туннеля, и он смешивается с основным теплоносителем уже в самом туннеле.

Общая рециркуляция позволяет регулировать влагосодержание поступающих в туннель газов и несколько смягчить режим сушки, растянув участок наиболее интенсивной сушки материала. Кроме того, общая рециркуляция повышает количество газов, поступающих в туннель, что способствует более равномерной сушке по сечению туннеля.

Зонная рециркуляция дает возможность локально регулировать параметры процесса и согласовывать с кривой сушки на отдельных участках. Чаще всего ввод рециркулята осуществляют на расстоянии  $1/3$  длины туннеля от его разгрузочного конца.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Назовите установки, применяемые для сушки жидкотекучих материалов.
2. Опишите устройство и принцип действия распылительной сушилки.
3. Назовите основные способы интенсификации сушки материала в распылительных сушилках.
4. Опишите схему сушки распылением с рециркуляцией пылевых фракций и их агломерацией.
5. Опишите схему сушки термостойких растворов с предварительным перегревом.
6. Опишите схему испарительного сушильного агрегата для термочувствительных растворов.
7. Опишите устройство и принцип действия барабанной сушилки-гранулятора.
8. Назовите установки, применяемые для сушки дисперсных сыпучих материалов.
9. Опишите устройство и принцип действия камерной сушилки с подвижными полками.
10. Опишите устройство и принцип действия барабанной сушилки.
11. Какие виды насадки по длине барабана применяют в барабанной сушилке и от чего зависит вид насадки?

12. В чем преимущества сушки во взвешенном слое по сравнению с сушкой того же материала в неподвижном слое?
13. Опишите устройство и принцип действия сушилки «кипящего» слоя.
14. Почему нецелесообразно применять сушилки цилиндрической формы для сушки полидисперсного материала?
15. В чем преимущества и недостатки сушилки «кипящего» слоя по сравнению с барабанной?
16. Назовите основные преимущества и недостатки трубной пневматической сушилки.
17. В чем особенность сушки в пневмосушилках с плоским спиральным каналом и циклонным сепаратором?
18. Назовите установки, применяемые для сушки формованных изделий.
19. Опишите устройство и принцип действия камерной сушилки.
20. Опишите устройство и принцип действия туннельной сушилки.

## 9. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

### 9.1. Горелочные устройства и топки

Для сжигания природного газа рекомендуется применять коротко-факельные горелки с частичным или полным предварительным смешением топлива и воздуха (рис. 9.1).

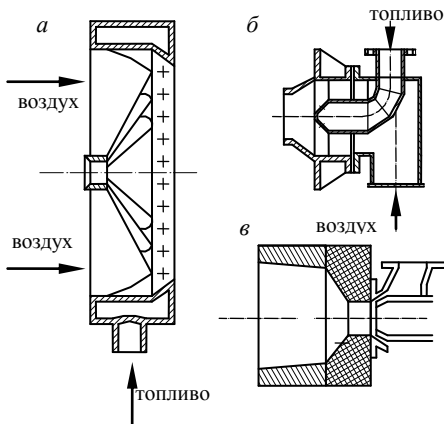


Рис. 9.1. Короткофакельные горелки для природного газа:  
*а, б* – с частичным смешением топлива с воздухом; *в* – инжекционная

В горелках с частичным смешением природный газ распределяют в закрученном потоке воздуха в виде мелких струй, вытекающих под давлением из отверстий газового коллектора (рис. 9.1, *а, б*).

В инжекционных горелках (рис. 9.1, *в*) струя газообразного топлива, вытекающая из сопла с большой скоростью, инжектирует (подсасывает) атмосферный воздух. Применение инжекционных горелок позволяет в некоторых случаях отказаться от установки дутьевого вентилятора для подачи воздуха на горение.

В сушильных установках возможно применение беспламенных горелок (рис. 9.2) с полным предварительным смешением холодного воздуха и природного газа, которое осуществляется в инжекционном смесителе.

Из диффузора смесителя газозоудушная смесь поступает в распределительную камеру, а оттуда через систему соединительных трубок в керамические туннели, в которых поддерживается высокая температура и происходит беспламенное горение.

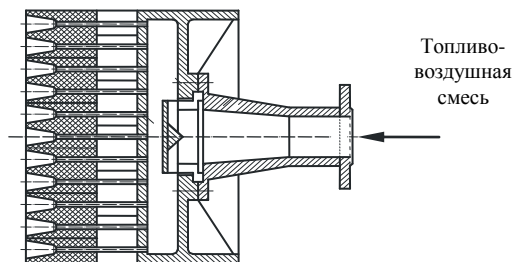


Рис. 9.2. Беспламенная горелка панельного типа

Жидкое топливо (мазут) сжигают с помощью форсунок высокого и низкого давления (рис. 9.3), распыляющих мазут на мелкие капли.

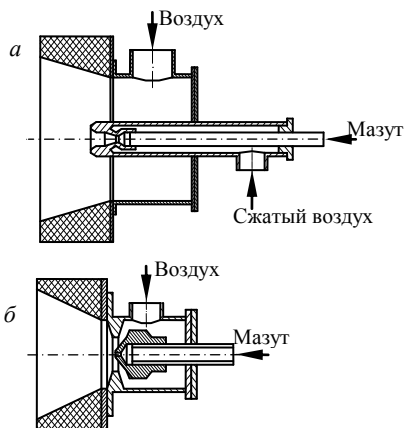


Рис. 9.3. Мазутные форсунки: *а* – горелка с форсункой высокого давления; *б* – горелки с форсункой низкого давления

В форсунках высокого давления топливо распыляют струями сжатого воздуха (рис. 9.3, *а*), в форсунках низкого давления - потоком воздуха, подаваемого вентилятором (рис. 9.3, *б*).

В форсунках большой мощности может быть применено механическое распыливание: закрученный поток мазута подают под повышенным давлением через выходное отверстие малого диаметра. Во всех случаях для улучшения распыла мазута его подогревают перед подачей в форсунку до 90...100 °С.

Рациональная конструкция топки для сжигания мазута показана на рис. 9.4.



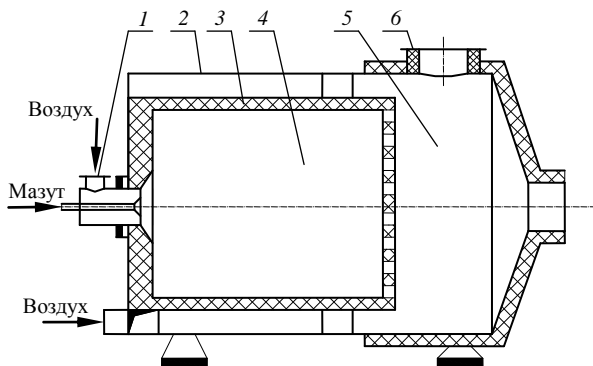


Рис. 9.4. Цилиндрическая топка с воздушным охлаждением:

1 – горелка; 2 – корпус топки; 3 – футеровка; 4 – кольцевой зазор;

5 – дожигательная перегородка; 6 – камера смешения;

7 – взрывной клапан

Топка имеет цилиндрическую форму; ее боковые стены футерованы огнеупорным бетоном и охлаждаются холодным воздухом, направленным в камеру смешения через кольцевой зазор между футеровкой и наружным корпусом топки. Дожигательная перегородка (решетка) отделяет зону горения мазутного факела от сравнительно холодной камеры смешения.

## 9.2. Аппараты пылеочистки

Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий допускается наличие в воздухе рабочих помещений не более  $6 \text{ мг/м}^3$  минералов, не содержащих свободного  $\text{CO}_2$ . Запыленность газов и воздуха, выбрасываемых в атмосферу, не должна превышать  $80 \text{ мг/м}^3$ .

Поэтому отработанные газы и воздух перед удалением в атмосферу обеспыливают в специальных обеспыливающих устройствах.

Для очистки газа, выходящего из сушильного аппарата, рекомендуется в качестве первой ступени применять пылеуловители циклонного типа. В технике пылеулавливания наиболее распространены одиночные, групповые и батарейные циклоны НИИОГАЗ (рис. 9.5, 9.6, 9.7).

**Одиночные циклоны НИИОГАЗ** (рис. 9.5), обычно имеющие диаметр в диапазоне  $400 \dots 800 \text{ мм}$ , применяют при небольшом расходе (до  $2 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Не рекомендуется устанавливать циклоны с диаметром более  $800 \dots 1000 \text{ мм}$ .

Циклоны являются аппаратами грубой и средней очистки. Минимальная величина улавливаемых ими частиц  $8 \text{ мкм}$ . Степень очистки  $50 \dots 60\%$ .

Предельная температура газов должна быть на  $20 \dots 50^\circ\text{C}$  выше их точки росы, а наружные поверхности аппаратов, бункеров и газопроводов должны быть теплоизолированы. Допускаемая запыленность, поступающих в

Типоразмер циклона подбирают по его пропускной способности, приведенной в каталогах и справочниках. При выборе типоразмера циклона следует иметь в виду, что с увеличением его диаметра степень очистки газа снижается.

На эффективность очистки газа в циклонах НИИОГАЗ влияет угол наклона крышки и входного патрубка аппарата.

185

трубка  $15^\circ$ . Циклон ЦН-15у, имеющий уменьшенную высоту, характеризуется меньшей эффективностью пылеулавливания. Циклон ЦН-24 с углом наклона крышки  $24^\circ$  применяют при повышенных расходах газа и большой концентрации пыли, состоящей в основном из крупных частиц.

Циклон ЦН-11 с углом наклона крышки  $11^\circ$ , позволяет эффективно улавливать мелкие частицы размером  $5 \dots 10$  мм, но имеет повышенное гидравлическое сопротивление.

При расходе газа выше  $1,5 \dots 2$  м<sup>3</sup>/с циклоны НИИОГАЗ компонуют в группы до восьми аппаратов в каждой. Газ к отдельным циклонам подводят с помощью коллектора, снабженного патрубками для подсоединения к циклонам (рис. 9.6).

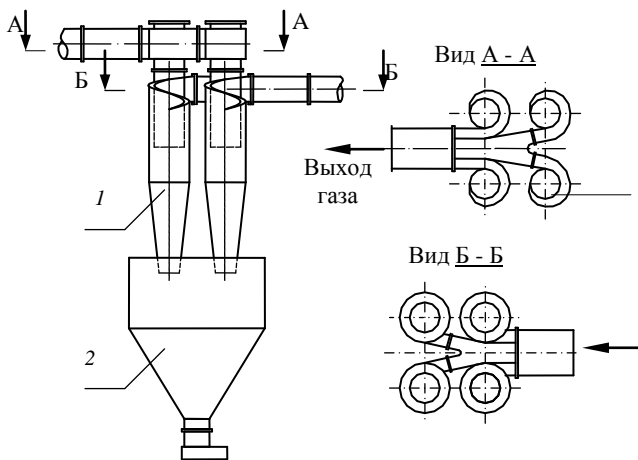


Рис. 9.6. Групповая установка циклонов:

1 – циклон; 2 – бункер

Все циклоны в группах должны быть однотипными и иметь одинаковое гидравлическое сопротивление. Для отвода газа из группы циклонов служат улитки, подключаемые к отводящему коллектору. Для отбора и отвода пыли применяют общий для всех циклонов группы бункер, имеющий угол наклона стенок  $55 \dots 60^\circ$  (больше угла естественного откоса пыли).

При общем расходе газа не ниже  $5$  м<sup>3</sup>/с рекомендуются к применению батарейные циклоны НИИОГАЗ. Они более металлоемкие, чем групповые, но занимают меньшую площадь.

**Батарейные циклоны** (рис. 9.7) состоят из большого количества циклонных элементов малого диаметра, установленных в общем корпусе с бункером. Опыт эксплуатации батарейных циклонов с элементами диаметром 100, 150, и 250 мм показал, что наиболее целесообразно применять элементы диаметром 250 мм. Количество элементов по глубине батарейного циклона обычно не превышает  $10 \dots 12$ .

В качестве закручивателей газового потока в циклонных элементах применяют винтовые двухзаходные или восьмилопаточные розеточные направляющие аппараты. Угол наклона винта и лопаток розетки к горизонтали  $25^\circ$ .

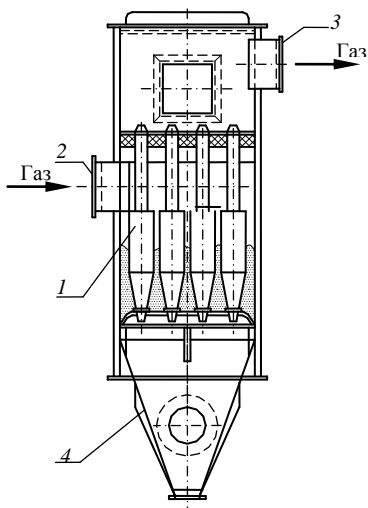


Рис. 9.7. Батарейный циклон: 1 – циклонный элемент; 2 – входной патрубок; 3 – выходной патрубок; 4 – бункер

Винтовые направляющие аппараты в меньшей степени забиваются пылью. Розеточные направляющие аппараты обеспечивают более высокую смесь очистки газа, но имеют повышенный коэффициент гидравлического сопротивления. Этот коэффициент можно снизить на 25%, обеспечив безударный вход газа путем применения фигурных направляющих лопаток, имеющих входной угол  $90^\circ$  при выходном угле  $25^\circ$ .

Элементы батарейных циклонов обычно устанавливают в прямоугольном корпусе. Известны также компоновки циклонных элементов в цилиндрическом корпусе, которые имеют то преимущество, что обеспечивают равномерность раздачи запыленного газа по отдельным элементам.

Чугунные корпуса элементов батарейного циклона установлены на нижней опорной решетке, выполненной из стального листа.

Между фланцами корпусов элементов и опорной плитой уложена асбестовая прокладка, поверх фланцев и опорной решетки нанесен слой уплотняющего раствора, а остальное пространство между корпусами элементов засыпано сухим шлаком. К верхней опорной решетке приварены фланцы (трубные диски) выхлопных труб. Таким образом, обеспечивается газоплотность батарейных циклонов НИИОГАЗ.

Остаточная запыленность газа на выходе из пылеуловителя должна быть меньше величины, установленной санитарными нормами. В противном случае необходимо подобрать более эффективный пылеуловитель или установить дополнительную ступень очистки газа, например, рукавный фильтр или электрофильтр.

**Рукавные фильтры** (рис. 9.8) могут быть разделены по способу подачи запыленных газов, по расположению рукавов и их размеру, виду крепления рукавов, по методу регенерации и конструкции механизма для ее проведения.

Рукава изготавливают из тканей или нетканых материалов в виде бесшовного цилиндра или сшивают из полотна. Длина рукавов составляет от 1,5 до 10 м, диаметр 220 мм, реже – 125 мм и 300 мм. Обычно отношение длины к диаметру колеблется от 15 до 20. Аппарат делят на секции по 10...12 рукавов в каждой с целью уменьшения нагрузки на ткань во время обратной продувки. Располагают рукава прямыми рядами или в шахматном порядке.

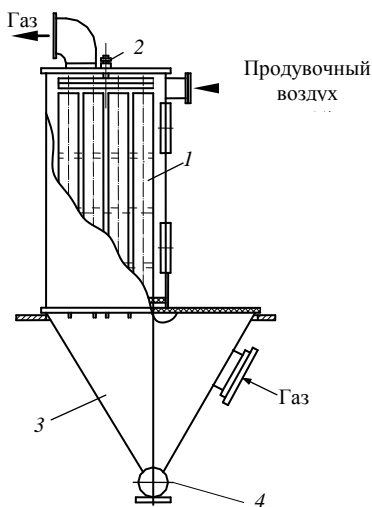


Рис. 9.8. Рукавный фильтр: 1 – рукава; 2 – встряхивающее устройство; 3 – бункер сбора пыли; 4 – разгрузочное устройство

Корпус фильтра обычно изготавливают из металла в виде прямоугольной камеры с бункерами для сбора пыли. Аппарат внутри разделен горизонтальной решеткой, в которой сделаны отверстия с патрубками для крепления рукавов. Для регенерации фильтровальных рукавов из шерстяных и синтетических тканей применяют в большинстве случаев сочетание механического встряхивания рукавов с их обратной продувкой.

Рукавные фильтры с обратной продувкой типа СМЦ-100 предназначены для очистки газов с температурой до 300 °С, типа ФР – до 250 °С; рукавные фильтры со встряхивающим устройством типа СМЦ-101 – для очистки газов с температурой до 140 °С; рукавные фильтры с импульсной продувкой типа ФРИ – для очистки газов от мелкодисперсной пыли с температурой до 130 °С.

Для более тонкой очистки газов применяют **электрофильтры**.

Очистка газов от пыли в электрофильтрах происходит в неравномерном электрическом поле между коронирующим и осадительным электродами. Отрицательно заряженные частицы пыли притягиваются к осадительному электроду и нейтрализуются на нем. Эти электроды периодически встряхиваются, пыль ссыпается в нижнюю часть электрофильтра и разгрузателем удаляется из него. Очищенные газы выбрасываются в атмосферу.

На рис. 9.9 представлен пластинчатый, горизонтальный, дымовой трехпольный электрофильтр с коронирующими электродами игольчатого типа и осадительными – с-образной формы.

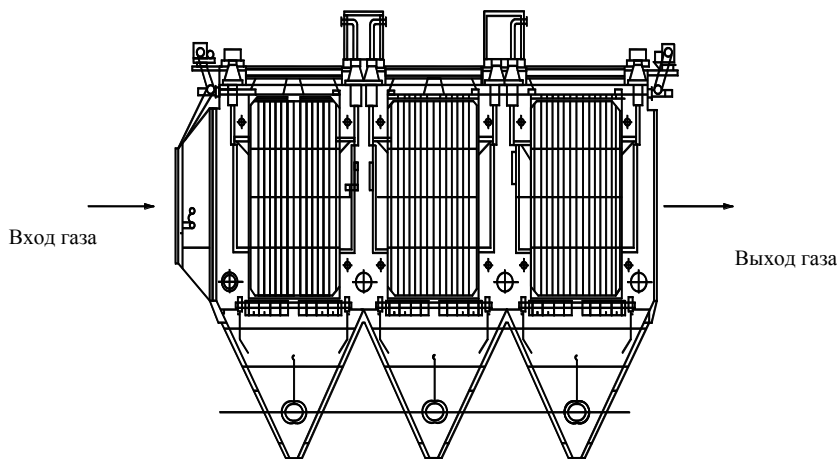


Рис. 9.9. Электрофильтр ЭГА1

Электрофильтр, так же как и рукавный фильтр, подбирают по рассчитанной площади поперечного сечения.

Для сухих электрофильтров с плоскими осадительными электродами скорость газа в активном сечении аппарата обычно не более 0,8...1,0 м/с, а в электрофильтрах с профилированными электродами (например, серии УГ, предназначенных для очистки газов с температурой до 250 °С) – не более 1,5...1,7 м/с.

Аэродинамическое сопротивление электрофильтров невелико и для расчетов принимается 100...200 Па.

### 9.3. Питатели и затворы

Для непрерывной подачи материала в сушильный аппарат на входе устанавливают питатель. Наиболее распространенными являются тарельчатый, лопастной и шнековый питатели (рис. 9.10, *в, з, д*).

Тарельчатые питатели предназначены для непрерывной подачи и дозировки мелкодробленых сыпучих материалов и устанавливаются под бункерами или силосами. Основным элементом питателя является вращающийся диск (тарелка). Материал высыпается из трубы бункера на диск в форме конуса. При вращении диска питателя часть находящегося на нем материала сбрасывается в разгрузочный лоток ножом.

Производительность тарельчатого питателя может регулироваться с помощью ножа или с подъемом и опусканием подвижной обоймы, надетой на трубу бункера.

Лопастные и шнековые питатели применяются для равномерной подачи мелкодисперсных сыпучих материалов и удаления сухой пыли из бункеров рукавных и электрофильтров.

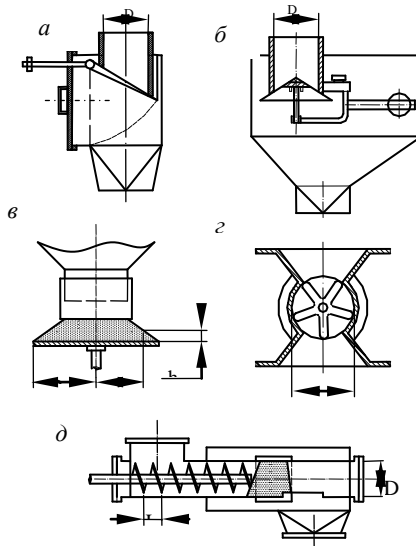


Рис. 9.10. Затворы и питатели: *а* – клапан-мигалка плоский; *б* – клапан-мигалка конусная; *в* – тарельчатый питатель; *з* – лопастной питатель; *д* – шнековый питатель

Во избежание перетечек газа аппараты каждой ступени пылеочистки снабжают самостоятельным бункером для сбора и отвода пыли.

Пыль из бункеров пылеуловителей выгружается непрерывно через запирающие клапаны-мигалки (рис. 9.10, *а, б*), устанавливаемые на вертикаль-

ных участках пылеотводных труб. Зазор уплотняется пылью, накапливающейся на клапане.

Если разряжение над клапаном превышает 1000 Па, то для обеспечения надежного уплотнения устанавливают две мигалки последовательно.

Наиболее надежно работают конусные мигалки (рис. 9.10, б). Они имеют повышенную чувствительность, благодаря установке качающейся системы на призматических опорах, и обеспечивают равномерный кольцевой зазор для прохода пыли.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Перечислите горелки для природного газа.
2. Опишите устройство и принцип действия короткофакельных горелок для природного газа с частичным смешением топлива с воздухом.
3. Опишите устройство и принцип действия короткофакельной инжекционной горелки для природного газа.
4. Опишите устройство и принцип действия беспламенной горелки панельного типа.
5. Как работает горелка с форсункой высокого давления?
6. Опишите устройство и принцип действия горелки с форсункой низкого давления.
7. Назовите особенности конструкции цилиндрической топки с воздушным охлаждением. Для какого вида топлива ее используют?
8. Каким санитарным нормам проектирования промышленных предприятий должна соответствовать запыленность газов и воздуха, выбрасываемых в атмосферу?
9. Какие наиболее распространенные пылеуловители для очистки газа, выходящего из сушильного аппарата, рекомендуется применять в качестве первой ступени очистки?
10. Опишите устройство и принцип действия циклонного пылеуловителя НИИОГАЗ.
11. В каких случаях рекомендуются к применению батарейные циклоны НИИОГАЗ.
12. Опишите устройство и принцип действия батарейных циклонов НИИОГАЗ.
13. В каких случаях рекомендуют установить дополнительную ступень очистки газа?
14. Опишите устройство и принцип действия рукавного фильтра.
15. Опишите устройство и принцип действия электрофильтра.



## 10. РЕКТИФИКАЦИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ РЕКТИФИКАЦИИ

Разделение жидких смесей на практически чистые компоненты или фракции различного состава является широко распространенным процессом химической технологии. Разделению подвергаются смеси с неограниченной и ограниченной взаимной растворимостью, а также смеси со взаимно нерастворимыми компонентами.

Каждому классу этих смесей соответствуют характерные условия равновесия кипящей жидкой фазы и образующихся из нее паров, отображаемые диаграммами равновесия жидкость – пар  $p = f(x)$ ;  $t = f(x, y)$ ;  $y = f(x)$ ].

Компоненты жидких смесей имеют при одинаковом внешнем давлении  $P$  различные температуры кипения и наоборот, т.е. обладают различной летучестью. Наиболее летучим компонентом является компонент с наиболее низкой температурой кипения – низкокипящий компонент (НК). Компонент, имеющий наиболее высокую температуру кипения, называют высококипящим компонентом (ВК).

Это позволяет разделить исходную жидкую смесь с любым числом компонентов на любое число фракций различных составов путем частичного испарения этой смеси и конденсации образующихся паров.

Для разделения смеси на индивидуальные компоненты прибегают к многократному чередованию процессов испарения и конденсации, используя каждый раз при этом теплоту конденсации паров для испарения соответствующего количества жидкости. Этот сложный процесс осуществляется в колоннах при противотоке жидкости и пара и называется **ректификацией**.

Осуществляется процесс ректификации в тарельчатых, насадочных и роторных колоннах. Наибольшее распространение получили тарельчатые.

В этих колоннах устанавливаются различные типы тарелок: провальные, колпачковые, сетчатые, клапанные, струйные и т.д. (рис.10.1).

### 10.1. Конструкция тарельчатой колонны

Тарельчатые колонны (рис.10.3) выполняют в виде вертикальных цилиндров, внутри которых одна под другой размещено определенное число горизонтальных тарелок-перегородок, обеспечивающих возможность встречного течения и контакта жидкости и пара. Такого типа колонны имеют диаметр 0,5...8 м и высоту от 6 до 180 м.

Для удобства монтажа и ремонта тарелок расстояние между ними желательно принимать не менее 450 мм. Монтаж и обслуживание тарелок в аппаратах с цельносварным корпусом выполняют через люки. Люки на корпусе колонны рекомендуется располагать через каждые пять-десять тарелок в зависимости от диаметра аппарата и типа контактных

устройств. Диаметр люков может колебаться от 450 до 600 мм, а расстояние между тарелками в месте установки люка от 800 до 1000 мм.

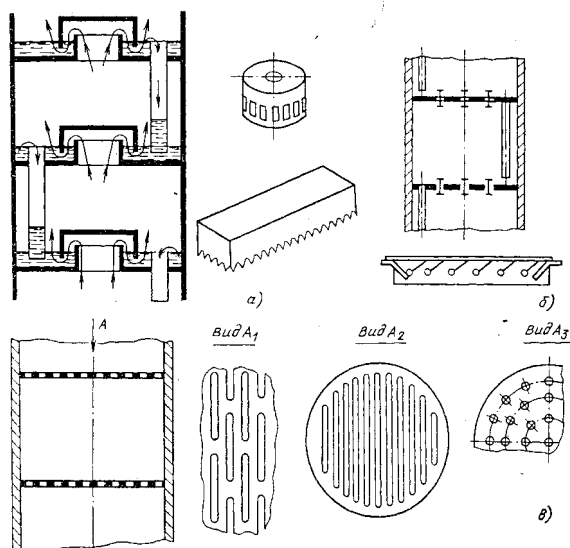


Рис.10.1. Типы тарелок ректификационных колонн:

*а* – колпачковые; *б* – клапанные; *в* – сетчатые

Корпуса тарельчатых колонных аппаратов изготавливают большей частью с постоянным по высоте диаметром, хотя для колонн больших размеров в случае, если нагрузка по жидкости и пару (газу) значительно изменяется по высоте колонны, корпус может быть выполнен ступенчатым, т. е. состоящим из частей разного диаметра, соединенных конусными переходами.

На корпусе ректификационной колонны предусматривают штуцера: 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.

Места ввода сырья и вывода промежуточных фракций зависят от состава сырья; поэтому предусматривают несколько запасных штуцеров по высоте колонны.

Корпус тарельчатой колонны может быть выполнен либо сварным, либо состоящим из царг.

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.

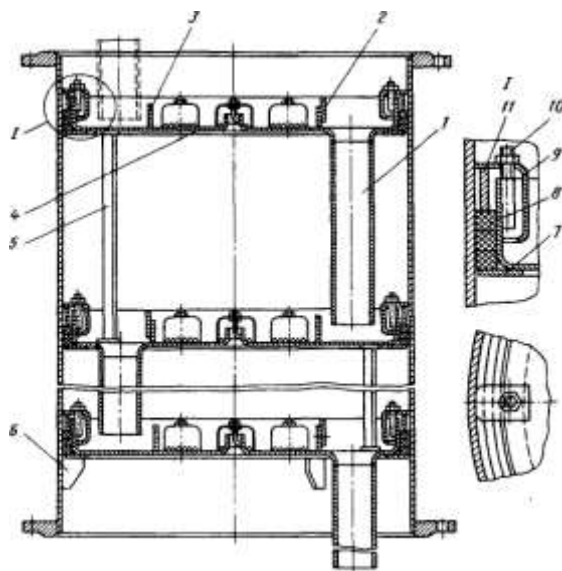


Рис. 10.2. Царга тарельчатой колонны:

1 – сливная труба; 2 – сливная перегородка; 3 – переливная перегородка; 4 – тарелка; 5 – стойка; 6 – кронштейн; 7 – упорные кольца; 8 – прокладки; 9 – скобы; 10 – шпильки.

Аппараты в царговом исполнении снабжают неразъемными тарелками (рис. 10.2), представляющими собой отбортованный металлический диск с устройствами (отверстия, клапаны, колпачки) для ввода пара (газа) на тарелку и слива жидкости. Для создания необходимого уровня жидкости на тарелке 4 установлены сливная 2 и переливная 3 перегородки. Высота переливной перегородки постоянна; она образует так называемый переливной карман, в который погружена сливная труба 1 расположенной выше тарелки. Высоту сливной перегородки можно регулировать для поддержания необходимого уровня жидкости на тарелке.

Нижняя тарелка в царге установлена на кронштейнах 6, а остальные – на стойках 5. Упорные кольца 7 предназначены для герметизации тарелок. В зазоре между тарелкой и корпусом колонны установлены прокладки 8 из асбестового шнура, закрепленные нажимным кольцом, скобами 9 и шпильками 10.

В аппаратах диаметром 1200 мм и более используют тарелки разборной конструкции.

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.

Ректификационная установка (рис. 10.3) работает по принципу противотока.

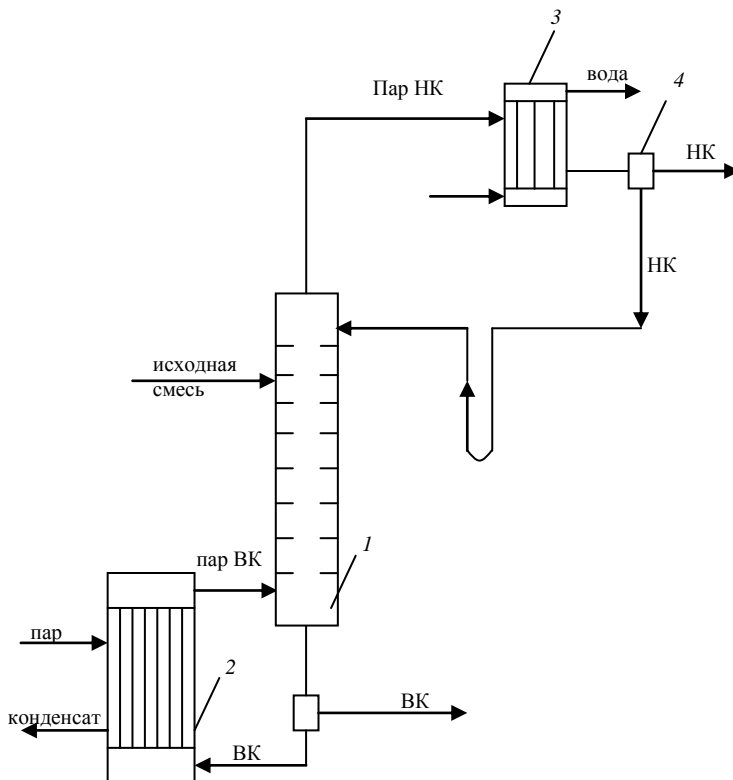


Рис. 10.3. Схема ректификационной установки:  
1 – колонна; 2 – куб-кипятильник (выносной); 3 – дефлегматор; 4 – делитель

Снизу вверх по колонне 1 движутся пары ВК, поступающие из выносного куба-кипятильника 2. Восходящий поток пара при каждом контакте со стекающей с тарелок ректификационной колонны жидкой смесью обогащается НК за счет частичной конденсации ВК и частичного испарения НК. При достаточном числе таких контактов пар будет выходить из верхнего сечения колонны с преимущественным содержанием НК, а жидкость из нижнего сечения колонны будет выходить с преимущественным содержанием ВК.

Пары ВК проходят через слой жидкости на нижней (первой) тарелке.

Пусть концентрация жидкости на первой тарелке  $x_1$  (по НК), а ее температура  $t_1$ . В результате взаимодействия жидкости и пара, имеющего более высокую температуру, жидкость частично испаряется, причем в пар переходит преимущественно НК. Поэтому на вторую тарелку поступает пар с содержанием НК  $y_1 > x_1$ .

Испарение жидкости на тарелке происходит за счет тепла конденсации пара. Из пара конденсируется и переходит в жидкость в основном ВК. На второй тарелке жидкость имеет состав  $x_2 > x_1$  (по НК) и соответственно кипит при более низкой  $t_2 < t_1$ . Соприкасаясь с ней, пар состава  $y_1$  частично конденсируется, обогащается НК и удаляется на выше расположенную тарелку, имея состав  $y_2 > x_2$  и т.д.

Т.о. пар, представляющий собой на выходе из кипятильника почти чистый ВК, по мере движения вверх обогащается НК и покидает верхнюю тарелку в виде почти чистого НК.

Пары конденсируются в дефлегматоре 3, охлаждаемом водой и получаема жидкость разделяется в делителе 4 на дистиллят и флегму, которая направляется на верхнюю тарелку и создает нисходящий поток жидкости (низкокипящего компонента).

С нижней же тарелки в кипятильник поступает почти чистый высококипящий компонент.

На некотором расстоянии от верха к флегме присоединяется исходная смесь, которая подается на питательную тарелку. Эта тарелка делит колонну на укрепляющую часть (верхняя часть) и исчерпывающую часть (нижняя часть).

## 10.2. Материальный баланс ректификационной колонны непрерывного действия

Пусть согласно рис. 10.3 в колонну поступает  $F$  кмоль исходной смеси состава  $X_F$  мольных долей НК. Сверху из колонны удаляется  $G$  кмоль паров, образующих после конденсации  $\Phi$  кмоль флегмы состава  $X_\Phi$  и  $D$  кмоль дистиллята состава  $X_D$  ( $X_\Phi = X_D$ ). Снизу из колонны удаляется  $W$  кмоль куб. остатка состава  $X_W$  мольных долей НК. При установившемся режиме массы потоков жидкости и пара остаются неизменны.

Тогда *общее уравнение материального баланса*

$$F + \Phi = G + W \quad (10.1)$$

$$\text{т.к. } G = D + \Phi, \quad (10.2)$$

$$\text{а } F = D + W, \quad (10.3)$$

то *уравнение материального баланса по НК:*

$$FX_F = DX_D + WX_W \quad (10.4)$$

Учитывая, что флегмовое число

$$R = \Phi/D, \quad (10.5)$$

получаем количество пара

$$G = D + DR = D(1 + R) \quad (10.6)$$

Общим уравнением рабочей линии является уравнение

$$\bar{Y} = \frac{L}{G} \bar{X} + \left( Y_n - \frac{L}{G} \bar{X}_n \right)$$

Уравнения рабочей линии для укрепляющей части колонны:

для первой (верхней) тарелки можно записать

$$GY_2 + \Phi X_{Д} = GY_1 + \Phi X_1 \quad (10.7)$$

Учитывая уравнения (10.2) и (10.6)

$$(D + \Phi) Y_2 + \Phi X_{Д} = (D + \Phi) Y_1 + \Phi X_1 \quad (10.8)$$

$$D(R + 1) Y_2 + DRX_{Д} = D(1 + R) Y_1 + DRX_1 \quad (10.9)$$

Так как для верхней части колонны  $Y_1 = X_{Д}$ , получим

$$(R + 1) Y_2 + RX_{Д} = (R + 1) X_{Д} + RX_1 \quad (10.10)$$

Тогда уравнение рабочей линии для укрепляющей части колонны будет иметь вид

$$Y = \frac{R}{R+1} X + \frac{X_{Д}}{R+1} \quad (10.11)$$

Проводя аналогичные рассуждения относительно исчерпывающей части колонны, получим уравнение рабочей линии:

$$Y = \frac{R+F}{R+1} X + \frac{F-1}{R+1} X_W \quad (10.12)$$

### 10.3. Тепловой баланс ректификационной колонны непрерывного действия

В общем виде уравнение теплового баланса будет выглядеть следующим образом:

$$Q_{\text{кип}} + Q_F + Q_{\Phi} = Q_G + Q_W + Q_{\Pi} \quad (10.13)$$

где  $Q_{\text{кип}}$ ,  $Q_F$ ,  $Q_{\Phi}$  – количество тепла, поступившего в единицу времени в колонну соответственно из куба-кипятильника, с исходной смесью и с флегмой;  $Q_G$ ,  $Q_W$  – количество тепла, отведенного из колонны в единицу времени с паром (верхним продуктом) и кубовым остатком;  $Q_{\Pi}$  – потери теплоты в окружающую среду,  $Q_{\Pi} = a_{\Pi} Q_{\text{кип}}$ ;  $a_{\Pi} = 0,03 \dots 0,05$ .

Перепишем уравнение (10.13) в следующем виде

$$Q_{\text{кип}} + (D + W) i_F + DR i_F = D(R + 1) I + W i_W + Q_{\Pi}, \quad (10.14)$$

где  $D$  – расход греющего пара;  $i_F$ ,  $i_W$  – энтальпия исходной смеси и энтальпия кубового остатка;  $I$  – энтальпия греющего пара,  $I = I_{\Phi} + r_{\Phi}$ .

Раскрывая скобки и группируя однородные члены уравнения, получим количество теплоты, которое необходимо подвести в единицу времени в куб-кипятильник

$$Q_{\text{кип}} = D(I - i_F) + D R(I - i_F) + W(i_W - i_F) + Q_{\Pi}, \quad (10.15)$$

Рассчитав  $Q_{\text{кип}}$  по тепловому балансу и зная параметры греющего глухого пара, поступающего на обогрев куба-кипятильника, можно рассчитать расход греющего пара.

### **Контрольные вопросы**

1. К какому виду процессов относится перегонка и ректификация?
2. Что такое ректификация?
3. Изобразите схему ректификационной установки.
4. Напишите уравнения материального баланса ректификации.
5. Напишите уравнение теплового баланса ректификационной колонны непрерывного действия.
6. Напишите уравнения рабочей линии для укрепляющей части колонны.
7. Напишите уравнение рабочей линии для исчерпывающей части колонны.
8. Какие ректификационные установки более экономичны в тепловом отношении: периодического или непрерывного действия и почему?
9. Напишите тепловой баланс ректификационной колонны непрерывного действия в общем виде.
10. Напишите уравнение, по которому можно рассчитать расход греющего пара в кубе-кипятильнике ректификационной колонны.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Касаткин, А.Г.* Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – 2-е изд., стер. и дораб. – М.: Альянс, 2005. – 753с.
2. *Дытнерский, Ю.И.* Процессы и аппараты химической технологии. В 2 ч. Ч. 1. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты / Ю.И. Дытнерский. – М.: Химия, 2002. – 400 с.
3. *Дытнерский, Ю.И.* Процессы и аппараты химической технологии. В 2 ч. Ч. 2. Массообменные процессы и аппараты / Ю.И. Дытнерский. – М.: Химия, 2002. – 368 с.
4. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / под общ. ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
5. *Губарева, В.В.* Проектирование трубчатых рекуперативных теплообменных аппаратов: учеб. пособие /В.В. Губарева. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2014. – 61 с.
6. *Губарева, В.В.* Расчет и проектирование конвективных сушильных установок: учеб. пособие /В.В. Губарева. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2014. – 118 с.
7. *Сажин, Б.С.* Основы техники сушки / Б.С. Сажин. – М.: Химия, 1984. – 320 с.
8. *Лыков, М.В.* Распылительные сушилки / М.В. Лыков, Б.И. Леончик. – М.: Машиностроение, 1966. – 330 с.
9. *Муштаев, В.И.* Сушка дисперсных материалов / В.И. Муштаев, В. М. Ульянов. – М.: Химия, 1988. – 352 с.
10. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника / под общ. ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. – М.: Издательский дом МЭИ, 2004 – 630 с.
11. *Муштаев, В.И.* Конструирование и расчет аппаратов со взвешенным слоем / В.И. Муштаев, А.С. Тимонин, В.Я. Лебедев. – М.: Химия, 1991. – 344 с.
12. *Черкасский, В.М.* Насосы, вентиляторы, компрессоры /В. М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
13. *Зиганшин, М.Г.* Проектирование аппаратов пылегазоочистки / М.Г. Зиганшин, А.А. Колесник, В.Н. Посохин. – М.: Экспресс-3М, 1998. – 505 с.



## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Классификация основных технологических процессов.....	4
2. Теплообменные аппараты.....	7
2.1. Рекуперативные теплообменные аппараты.....	12
3. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов.....	31
3.1. Тепловой конструктивный расчет.....	31
3.2. Тепловой поверочный расчет.....	43
3.3. Особенности расчета рекуперативных теплообменных аппаратов периодического действия.....	45
3. 4. Особенности расчета компактных аппаратов с развитыми поверхностями теплообмена.....	47
3.5. Интенсификация теплообмена в рекуперативных теплообменниках.....	49
3.6. Выбор оптимального варианта нормализованного рекуперативного теплообменного аппарата.....	50
4. Регенеративные теплообменные аппараты.....	54
4.1. Виды регенеративных теплообменников.....	54
4.2. Особенности теплового расчета регенераторов с неподвижной насадкой.....	58
5. Смесительные (контактные) теплообменные аппараты.....	61
5.1. Области применения и особенности смесительных теплообменников.....	61
5.2. Классификация смесительных теплообменников.....	61
5.3. Устройство и принцип действия смесительных теплообменников.....	63
5.4. Контактно-поверхностные теплообменники.....	72
5.5. Основы теплового расчета смесительных теплообменников....	79
5.6. Процессы тепло- и массообмена между газом и жидкостью в смесительных теплообменниках.....	82
6. Выпаривание и выпарные установки.....	88
6.1. Общие положения.....	88
6.2. Основные конструкции выпарных аппаратов.....	89
6.3. Многокорпусные выпарные установки.....	96
6.4. Основные свойства растворов.....	98
6.5. Расчет однокорпусных выпарных установок.....	99
7. Тепловая сушка.....	103
7.1. Общие положения.....	103
7.2. Теоретические основы процессов сушки.....	104
7.3. Внешний и внутренний тепло- и массообмен в процессе сушки.....	110
7.4. Кинетика процесса сушки.....	114
7.5. Теплотехнические расчеты процесса конвективной сушки.....	118

7.5.1. Материальный баланс.....	119
7.5.2. Тепловой баланс.....	121
7.6. Теплотехнологические схемы и графоаналитический метод расчета конвективных сушильных установок.....	126
8. Сушильное оборудование.....	145
8. 1. Сушильные установки для сушки жидкотекучих материалов.....	145
8. 2. Интенсификация сушки распылением. Рациональные схемы сушки.....	151
8.3. Сушилки для твердых дисперсных материалов .....	156
8.4. Сушилки для штучных, массивных, крупногабаритных материалов и изделий .....	175
9. Вспомогательное оборудование сушильных установок.....	181
9.1. Горелочные устройства и топки.....	181
9.2. Аппараты пылеочистки.....	183
9.3. Питатели и затворы.....	189
10. Ректификация и оборудование для ректификации.....	191
10.1. Конструкция тарельчатой колонны.....	191
10.2. Материальный баланс ректификационной колонны непрерывного действия.....	195
10.3. Тепловой баланс ректификационной колонны непрерывного действия.....	196
Библиографический список .....	198

Учебное издание

**ГУБАРЕВА** Валентина Васильевна

**ГУБАРЕВ** Артем Викторович

**ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Учебное пособие

Подписано в печать 17.12.16 Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 11,7. Усл. изд. л 12,6 .

Тираж 80 экз. Заказ

Цена

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете  
им. В.Г. Шухова

308012, г.Белгород, ул. Костюкова, 46