

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

**КУРС ЛЕКЦИЙ
по одноименной дисциплине
для студентов специальностей 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация
энергооборудования организаций»**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2009

УДК 536.24+66.045(075.8)
ББК 31.39я73
О-34

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 10 от 25.06.2008 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Физика» ГГТУ им. П. О. Сухого
А. И. Кравченко

- Овсянник, А. В.**
О-34 Промышленные теплообменные и холодильные установки : курс лекций по
одноим. дисциплине для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная тепло-
энергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций»
/ А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 231 с. –
Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на
HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа:
<http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-869-5.

Рассмотрены конструктивные особенности рекуперативных, регенеративных и смесительных
теплообменников и основы их теплового конструктивного расчета, приведены общие сведения о про-
цессах сушки, выпаривания, сорбции и ректификации, описаны конструкции и особенности расчета
сушильных, выпарных, сорбционных, ректификационных и холодильных установок и аппаратов.

Для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07
«Техническая эксплуатация энергооборудования организаций».

УДК 536.24+66.045 (075.8)
ББК 31.39я73

ISBN 978-985-420-869-5

© Овсянник А. В., Шаповалов А. В., 2009
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2009

Глава 1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от греющего теплоносителя к нагреваемому.

Тепловые процессы, происходящие в теплообменниках: нагрев, охлаждение, кипение, конденсация, испарение, затвердевание, плавление, сублимация, кристаллизация и т. д. Часть из этих процессов сопровождается не только тепло-, но и массообменом.

Теплообменные аппараты можно классифицировать по следующим признакам:

- по принципу действия: поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и смешительные;

- по назначению: испарители, конденсаторы, подогреватели, паропреобразователи, холодильники и т.д;

- по конструктивным признакам: кожухотрубчатые, змеевиковые, спиральные, пластинчатые и т. д.

Кроме того, классификация теплообменников может быть по фазовому состоянию теплоносителей, по направлению их движения и другим признакам.

Рекуперативными называются теплообменники, в которых теплообмен между теплоносителями происходит через разделяющую их стенку. Они могут работать как в непрерывном, так и в периодическом режимах. Большинство рекуперативных теплообменников работают в непрерывном режиме. В таких теплообменниках поддерживают постоянные во времени расходы, температуры теплоносителей на входе и выходе из аппарата. Изменение параметров теплоносителей происходит только при переходе из одного стационарного режима в другой.

Регенеративными называются теплообменники, в которых греющий и нагреваемый теплоносители попеременно омывают одну и ту же поверхность нагрева (насадку). Регенеративные теплообменники также могут работать в непрерывном и периодическом режимах. Поверхность нагрева при соприкосновении с теплоносителем получает тепло и аккумулирует его, а затем отдает холодному теплоносителю или наоборот.

На рис. 1.1 представлены рекуперативные, регенеративные и смешительные теплообменники.

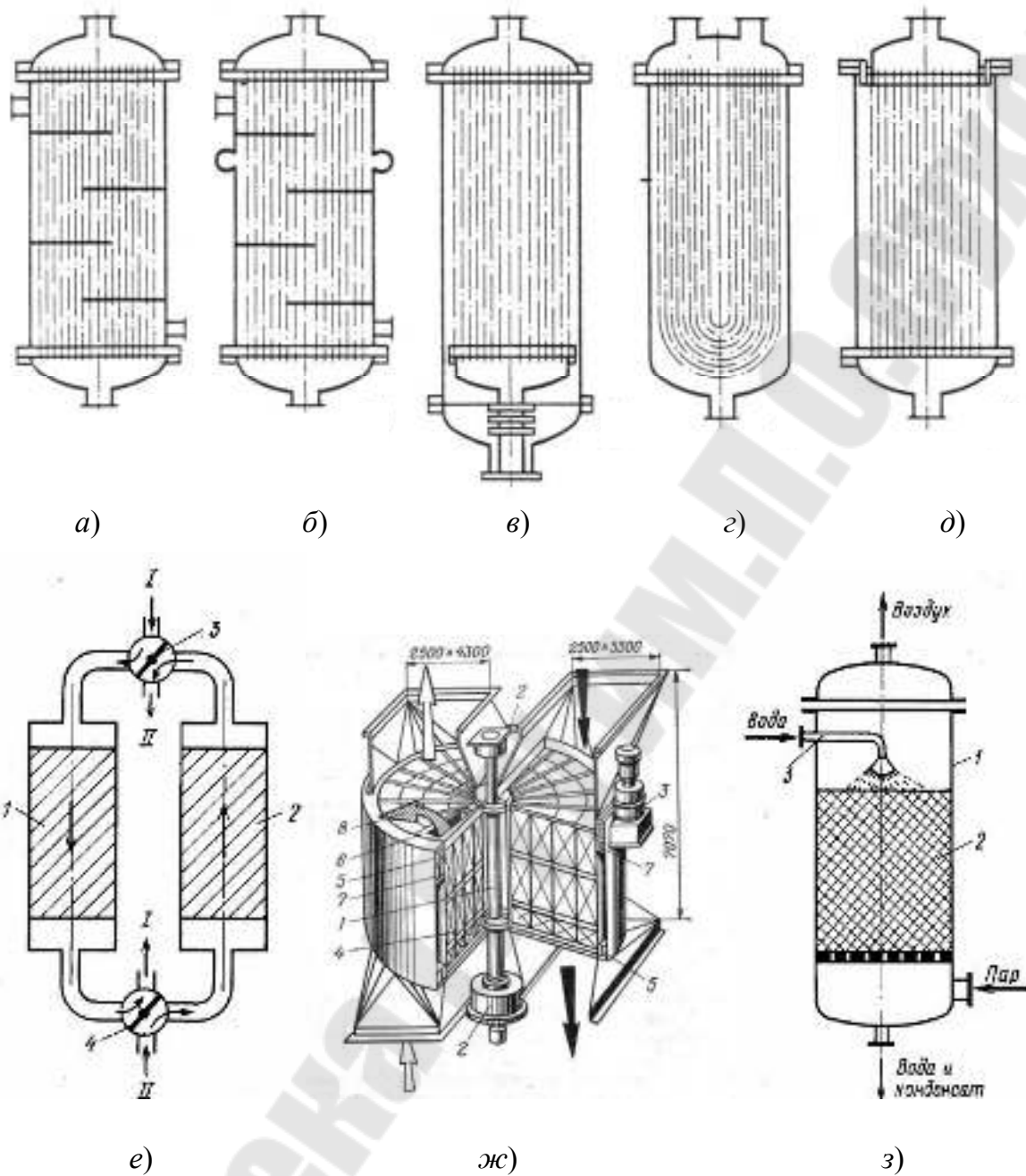


Рис. 1.1. Схемы рекуперативных и регенеративных теплообменников:
 а–д [2] – рекуперативные кожухотрубчатые теплообменники:
 а – с неподвижными решетками; б – с температурными компенсаторами на кожухе; в – с плавающей головкой; г – с U-образными трубками; д – с сальником на плавающей головке; е [6] – регенеративный теплообменник периодического действия: 1, 2 – насадка; 3, 4 – клапаны; I, II – холодный и горячий теплоносители; ж [19] – регенеративный теплообменник непрерывного действия: 1 – вал ротора; 2 – подшипники; 3 – электродвигатель; 4 – насадка; 5 – наружный кожух; 6, 7 – радиальное и периферийное уплотнение; 8 – утечка воздуха; з [6] – насадочный смешительный теплообменник: 1 – корпус; 2 – насадка; 3 – распределительное устройство

Смесительными называются такие теплообменники, в которых теплообмен между теплоносителями происходит при непосредственном их контакте и смещении. Для увеличения поверхности контакта теплоносителей и интенсификации процесса теплообмена между ними на пути движения теплоносителей размещают насадку. Смесительные теплообменники различной конструкции довольно широко применяются в различных отраслях промышленности.

Теплоносителями называются движущиеся среды, обменивающиеся теплотой или применяемые для передачи теплоты от более нагретых тел к менее нагретым. В качестве теплоносителей применяются газообразные, жидкие и твердые вещества.

Теплоносители классифицируют по различным признакам: по назначению (теплоносители, хладоносители, хладагенты, сушильные агенты и т. д.); по агрегатному состоянию (однофазные и многофазные); по диапазону рабочих температур и давлений (высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные, криогенные).

Высокотемпературные теплоносители: дымовые и топочные газы с температурой до 1500 °С; минеральные масла, кремнийорганические и дифенильные соединения, расплавы солей и жидкие металлы.

Среднетемпературные теплоносители: вода, водяной пар и воздух.

Низкотемпературные теплоносители: хладагенты (аммиак, фреоны, двуокись углерода и др.).

Криогенные теплоносители: сжиженные газы (азот, кислород, воздух, водород и др.).

Теплоносители, с точки зрения технической и экономической целесообразности их применения, должны удовлетворять следующим требованиям:

– быть доступными, широко распространенными и недорогими. В противном случае дорогие теплоносители увеличивают капитальные и эксплуатационные затраты;

– иметь достаточно высокие значения теплоемкости, теплоты парообразования, плотности, теплопроводности, но малую вязкость;

– должны обладать термостойкостью, быть химически неагрессивными по отношению к материалам аппаратуры, химически стойкими, не давать отложений на теплопередающей поверхности при длительной работе теплообменника;

– быть безвредными для обслуживающего персонала; обладать невоспламеняемостью, взрывобезопасностью и экономичностью.

Рассмотрим некоторые из наиболее широко применяемых теплоносителей.

Вода как теплоноситель получила очень широкое распространение, особенно в отопительных и вентиляционных системах. Воду можно транспортировать на значительные расстояния (до нескольких километров) и при этом снижение температуры воды в изолированных трубопроводах составляет не более 1 °С на 1 км. Достоинством воды как теплоносителя является ее невысокая стоимость, нетоксичность, пожаровзрывобезопасность, относительно высокий коэффициент теплоотдачи, высокая теплоемкость и др. Горячую воду получают в водогрейных котлах или на ТЭЦ и котельных в специальных водонагревательных установках.

Водяной пар как теплоноситель получил большое распространение вследствие своих преимуществ перед другими теплоносителями:

- высокое значение удельной теплоты парообразования позволяет передавать большие тепловые потоки при относительно малых расходах водяного пара;

- относительно высокие значения коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяного пара позволяют получать небольшие поверхности нагрева;

- возможность достаточно простого регулирования режимов процесса теплообмена в аппаратах.

Недостатком водяного пара как теплоносителя является большое значение давления насыщения при высоких температурах насыщения (порядка 300–350 °С), что влечет за собой резкое увеличение металлоемкости и габаритов теплообменной аппаратуры.

Дымовые и топочные газы широко применяются в качестве теплоносителей в сушильных установках как сушильный агент, либо, если их применение недопустимо по условиям загрязнения материала золой или сажой, они используются как греющий теплоноситель для нагрева воздуха, который применяется далее уже как сушильный агент. Недостатком газообразных теплоносителей является:

- большие теплотери при их транспортировке при высоких начальных температурах;

- повышенный расход электроэнергии на транспортировку газообразных теплоносителей из-за малых значений плотности, коэффициентов теплоотдачи и больших значений массовых и объемных расходов;

– из-за малых значений коэффициентов теплоотдачи теплообменная аппаратура имеет большие поверхности теплообмена и получается громоздкой;

– вследствие малых значений удельной теплоемкости газообразные теплоносители должны подаваться в аппараты с высокой температурой. Это влечет за собой необходимость изолирования газопроводов, что приводит к удержанию теплоиспользующих установок и повышению эксплуатационных затрат.

Высокотемпературные капельные теплоносители нашли применение в промышленности для ведения высокотемпературных процессов. К ним относятся минеральные масла, кремнийорганические соединения, расплавы солей и металлов, дифенильные смеси и др. Они должны обладать следующими свойствами: высокими коэффициентами теплоотдачи; высокой температурой кипения при атмосферном давлении; низкой температурой затвердевания; термической стабильностью; нетоксичностью; пожаровзрывобезопасностью; химической неагрессивностью; экономичностью.

Новые высокоэффективные высокотемпературные капельные теплоносители (периолифторэфиры и полифторалкилкарбонаты) имеют температуру затвердевания ниже $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуру кипения в 1,5–2 раза выше, чем вода. Кроме того, они являются гидрофобными и более устойчивыми к загрязнению. Их недостаток – высокая стоимость.

К низкотемпературным теплоносителям относятся хладагенты и хладоносители. Их температура кипения или затвердевания ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. К хладагентам относятся аммиак NH_3 , двуокись углерода CO_2 , фреоны, углеводороды. К хладоносителям относятся, в основном, растворы NaCl и CaCl_2 . Низкотемпературные теплоносители применяются в холодильной технике.

1.1. Рекуперативные теплообменные аппараты

Современные рекуперативные теплообменники поверхностного типа непрерывного действия весьма разнообразны по конструкции и назначению, поэтому рассмотрим только основные и наиболее широко применяемые.

Кожухотрубчатые теплообменники получили наибольшее распространение и они предназначены для работы с теплоносителями жидкость–жидкость, газ–жидкость, пар–жидкость, газ–газ и представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб. Концы труб

для обеспечения плотности их соединения развальцованы в трубных решетках (досках) или приварены к ним. С торцов аппараты ограничены крышками с патрубками. Трубное и межтрубное пространства в теплообменниках разобщены и каждое из них может быть разделено перегородками. Для получения многоходового теплообменника по трубному пространству перегородки устраивают в крышках, а для многократного пересечения трубного пучка по межтрубному пространству перегородки устанавливают в последнем. В кожухотрубчатых теплообменниках теплоэнергоустановок и тепловых сетей обычно используют трубы внутренним диаметром от 12 до 38 мм. Длина трубного пучка составляет 0,9–6 м. Теплообменники с трубами меньшего диаметра используют в транспортных машинах в топливных и масляных контурах.

Кожух кожухотрубчатого теплообменника изготавливают из листового металла толщиной не менее 4 мм. Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата. К кожуху привариваются фланцы для соединения с крышками (днищами) аппарата. Крышки кожухотрубчатых теплообменников имеют форму плоских плит, конусов, сфер, чаще выпуклых или выгнутых эллипсов.

Кожухотрубчатые теплообменники выполняют жесткой конструкции и с компенсирующими устройствами для компенсации температурных напряжений, возникающих в результате различия температурных расширений труб и кожуха; одно- и многоходовыми; прямо-противо- и поперечноточными, горизонтальными и вертикальными.

Кожухотрубчатые аппараты обозначаются: испарители И, конденсаторы К, холодильники Х, теплообменники Т. Типы аппаратов: Н – с неподвижными трубными решетками; К – с температурными компенсаторами на корпусе; П – с плавающей головкой; У – с U-образными трубками; ПК – с плавающей головкой и компенсатором на ней. Теплообменники, предназначенные для невзрыво- и пожаробезопасных сред, не обладающих токсичностью, относятся к группе А; для взрыво- и пожароопасных сред и сред, обладающих токсичностью – к группе Б.

В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2–3 раза больше проходного сечения трубного пространства, поэтому при одинаковых расходах теплоносителей скорость теплоносителя в межтрубном пространстве будет меньше и коэффициент теплоотдачи ниже.

Секционные теплообменники (рис. 1.2, б) представляют собой один из типов трубчатых аппаратов и их применяют в самых различных отраслях промышленности. Они представляют собой несколько последовательно соединенных секций, каждая из которых есть не что иное, как кожухотрубчатый теплообменник с малым числом труб и кожухом небольшого диаметра.

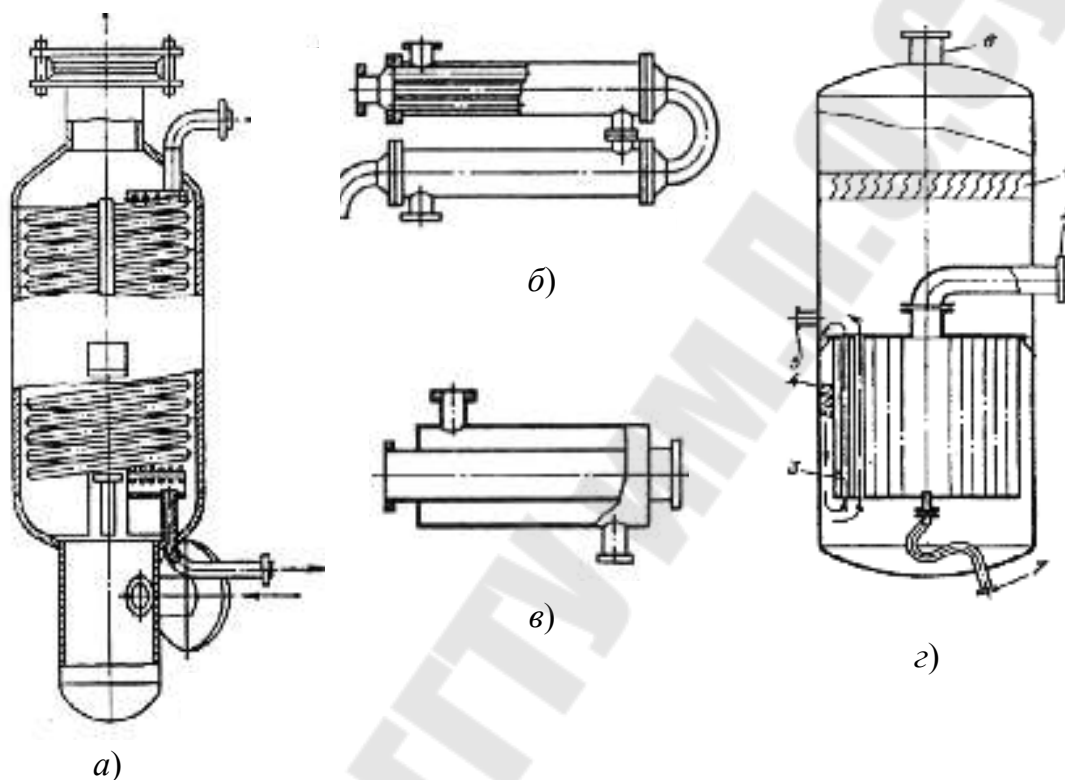


Рис. 1.2 [1]. Змеевиковые теплообменники (а), секционные (б), типа «труба в трубе» (в), вертикальный испаритель (г):
 1 – сепарационное устройство; 2 – вход греющего пара; 3 – трубы греющей камеры; 4 – корпус; 5 – вход воды; 6 – выход вторичного пара; 7 – выход конденсата

Достоинствами секционных теплообменников являются: при одинаковых расходах теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах скорости их почти одинаковы, что обеспечивает повышенные коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи по сравнению с кожухотрубчатыми теплообменниками; удобство подбора и изменения в случае необходимости площади поверхности теплообмена.

Недостатки секционных теплообменников: высокая стоимость единицы поверхности нагрева из-за высокой доли дорогостоящих элементов аппарата – трубных решеток, фланцев, переходных камер, компенсаторов, калачей и т. д.; большая металлоемкость на единицу

поверхности нагрева; значительные гидравлические сопротивления, что вызывает повышенный расход электроэнергии на привод насоса.

При малых тепловых нагрузках секционные теплообменники выполняют по типу «труба в трубе» (рис. 1.3). Они нашли широкое применение на предприятиях газовой, нефтяной, химической и других отраслей промышленности.

Кожухи секционных теплообменников выполняют длиной до 4 м, внутренним диаметром 50–305 мм, числом труб в секциях 4–151, поверхностью нагрева, 0,75–26 м². Компактность таких аппаратов достигает 80 м²/м³ [1].

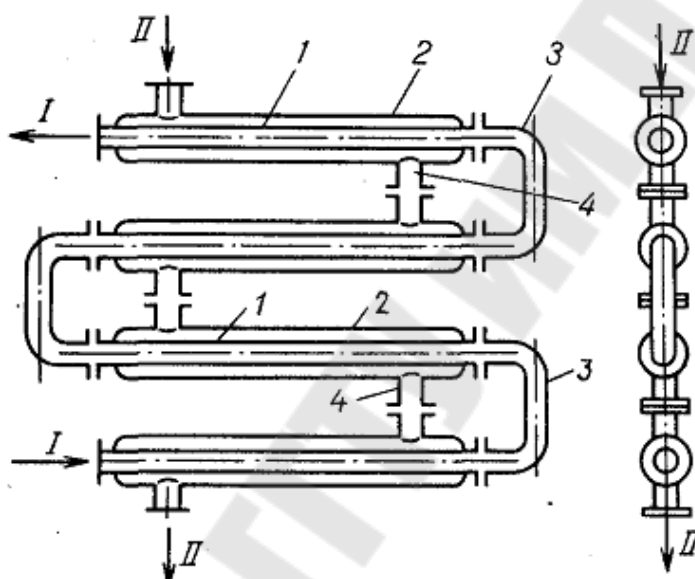


Рис. 1.3 [12]. Теплообменники типа «труба в трубе»: 1 – внутренняя труба; 2 – кожуховая труба; 3 – калач; 4 – соединительные патрубки

Спиральные теплообменники – аппараты, состоящие из двух каналов (рис. 1.4) прямоугольного сечения, образованных свернутыми в спирали двух листов металла. Эти листы служат поверхностями теплообмена. Внутренние концы спиралей соединены разделительной перегородкой, а расстояние между ними фиксируется шрифтами. Спиральные теплообменники изготавливают горизонтальными или вертикальными с шириной спирали 0,2–1,5 м, поверхностью нагрева 3,2–100,0 м² и с расстоянием между листами 8–12 мм. Предельное давление, на которое рассчитываются спиральные теплообменники, составляет 1,0 МПа. Горизонтальные аппараты предназначены для нагрева и охлаждения жидкостей, а для теплообмена между конденсирующимся паром и жидкостью применяют вертикальные спиральные теплообменники [1], [2].

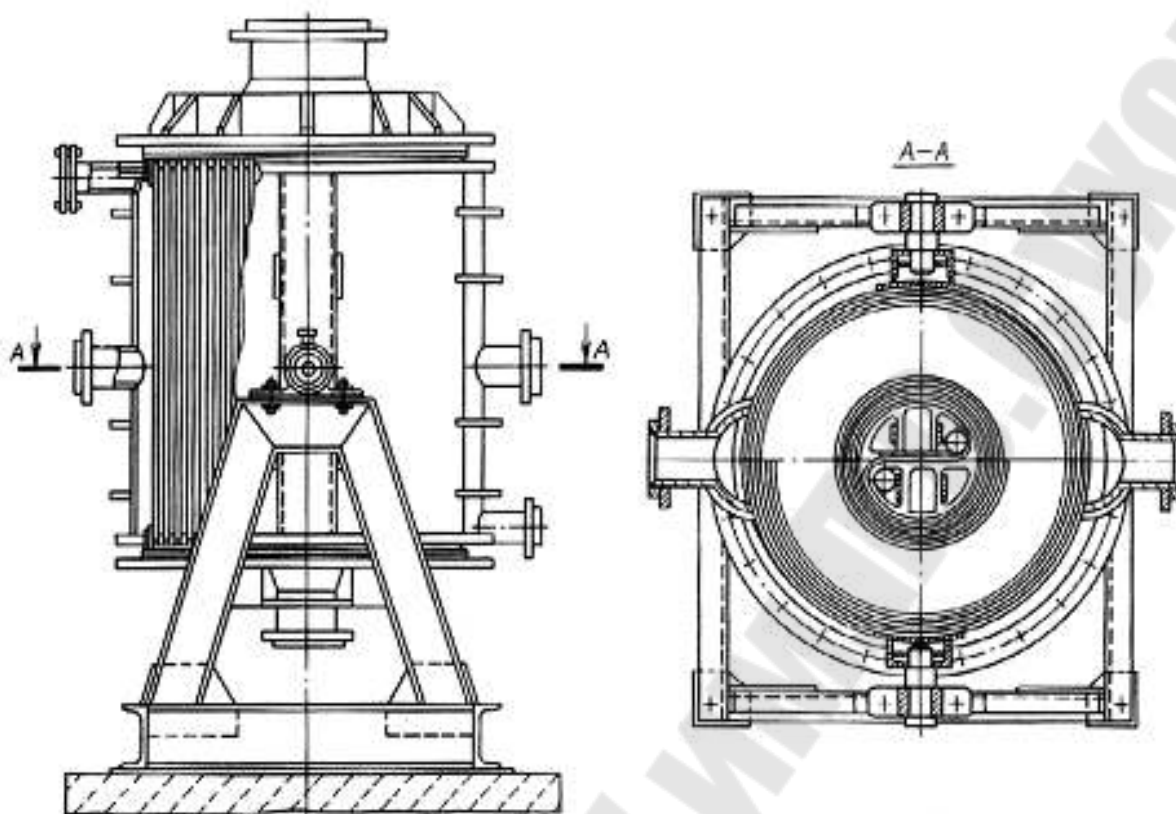


Рис. 1.4 [2]. Спиральные теплообменники

Достоинствами спиральных теплообменников является их компактность, пониженное по сравнению с кожухотрубчатыми многоходовыми теплообменниками гидравлическое сопротивление.

Недостатки: сложность изготовления и ремонта, возможность применения при сравнительно невысоких давлениях теплоносителей, относительная сложность обеспечения герметичности для предотвращения смешивания теплоносителей.

Пластинчатые теплообменники имеют плоские параллельные поверхности теплообмена, которые образуют каналы для прохода теплоносителей (рис. 1.5). Такие теплообменники желательно применять для теплоносителей с примерно одинаковыми коэффициентами теплоотдачи. Для интенсификации процесса теплообмена и повышения площади поверхности теплообмена пластинам придают различные профили. Пластинчатые теплообменники изготавливают из различных металлов и сплавов с толщиной листа 0,5–2 мм и расстоянием между пластинами 2–6 мм. Компактность таких теплообменников больше, чем у кожухотрубчатых и спиральных и достигает $300 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

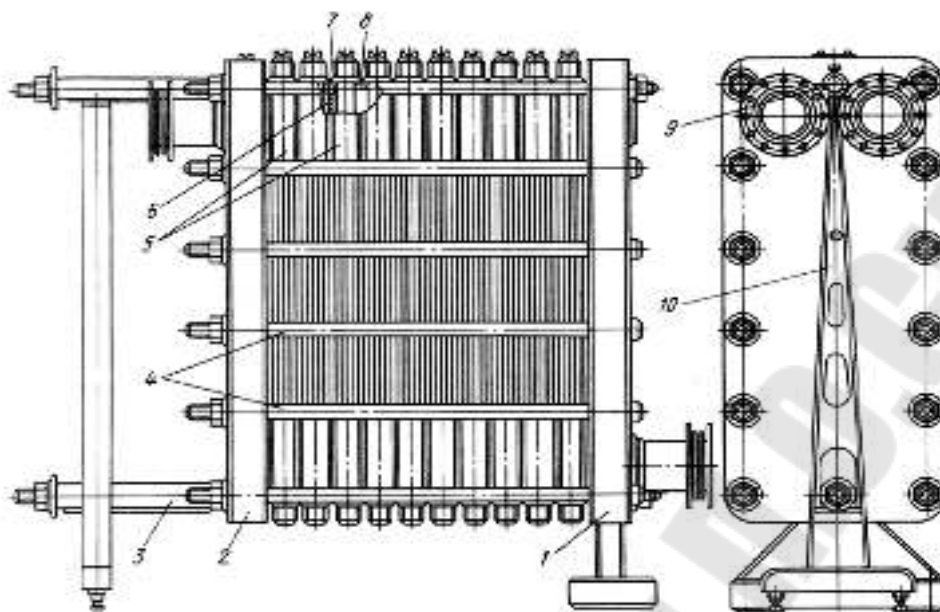


Рис. 1.5 [2]. Пластинчатый теплообменник: 1 – неподвижная плита; 2 – подвижная плита; 3 – нижняя штанга; 4 – стяжные болты; 5 – сварные блоки пластин; 6 – глухая втулка; 7 – кольцевая прокладка; 8 – проходная втулка; 9 – верхняя штанга; 10 – стойка

Достоинствами пластинчатых теплообменников является возможность работы их при больших перепадах давления между теплоносителями (до 12 МПа), простота изготовления, достаточно высокая компактность.

Недостатки: трудность в обеспечении герметичности между теплоносителями.

Кожухотрубчатые конденсаторы и подогреватели применяют в тепловых схемах ТЭЦ и ТЭС, а также в холодильных установках для конденсации парообразного рабочего тела. В качестве охлаждающей среды в конденсаторах используется, как правило, вода. В подогревателях конденсирующийся пар нагревает питательную воду, идущую на питание парогенератора. В вертикальных кожухотрубчатых конденсаторах холодильных установок пары хладагента поступают в межтрубное пространство, конденсируются на внешней поверхности вертикальных труб, длиной 3–6 м и образовавшийся конденсат отводится из нижней части аппарата. Охлаждающая вода стекает по трубам в виде пленки. Достоинством пленочных кожухотрубчатых конденсаторов вертикального типа является интенсивный теплообмен и малый расход охлаждающей воды.

Испарители широко применяются для восполнения потерь конденсата в промышленных теплоэнергоустановках и для охлаждения хладо-

носителей – в холодильных установках. Конструктивно испарители изготавливаются в вертикальном и горизонтальном исполнении. В вертикальном испарителе греющий пар подается в межтрубное пространство (рис. 1.6), отдает теплоту нагреваемой воде и конденсируется. Нагреваемая вода за счет естественной циркуляции поднимается по трубам и закипает. В вертикальных испарителях естественная циркуляция воды в трубах возникает вследствие разности плотностей пароводяной смеси в кипяtilьных трубах и воды в зазоре между корпусом и трубным пучком. В горизонтальных кожухотрубчатых испарителях греющий пар попадает в трубы, где конденсируется, а нагреваемая вода в – межтрубное пространство. В горизонтальных испарителях холодильных установок кипение жидкого хладагента происходит в межтрубном пространстве, а охлаждаемый хладоноситель движется по трубам. Над трубным пучком горизонтальных испарителей имеется свободное пространство, предназначенное для сепарации капель жидкости из пара.

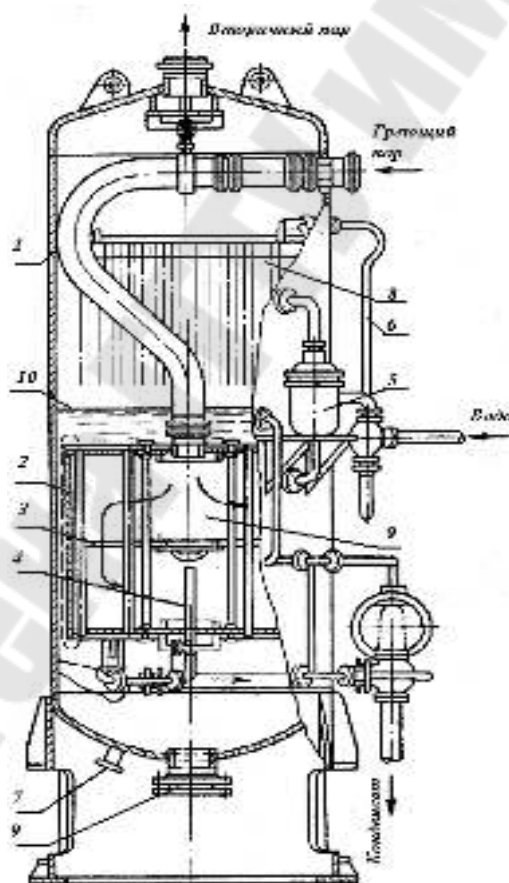


Рис. 1.6 [13]. Вертикальный испаритель: 1 – корпус; 2 – греющая секция; 3 – перегородка; 4 – трубка для отсоса воздуха из греющей камеры в корпус вторичного пара; 5 – поплавковый регулятор питания; 6 – трубопровод химически очищенной воды; 7 – спускной патрубков; 8 – пеноразмывочное устройство; 9 – лаз; 10 – уровень химически очищенной воды

В холодильных установках нашли применение пакетно-панельные конденсаторы и испарители. Основным элементом таких теплообменников является панель, изготовленная из двух стальных листов, отштампованных по специальному профилю с выступами и впадинами. Пакетно-панельный конденсатор (рис. 1.7, 1.8) представляет собой пакет, собранный из отдельных секций. Секция состоит из нескольких панелей.

Конденсация или кипение хладагента происходит в вертикальных каналах панелей. В пакетных конденсаторах вода, входя через патрубок одной крышки, последовательно проходит между секциями и выходит через патрубок второй крышки. В панельных испарителях жидкий хладагент подается в секции сверху через коллектор, оттуда по трубе большего диаметра стекает в нижний коллектор. Образующиеся в каналах панелей пары хладагента отсасываются компрессором. Достоинствами пакетно-панельных теплообменников является их компактность, простота ремонта и обслуживания, малая емкость по хладагенту, простота изготовления.

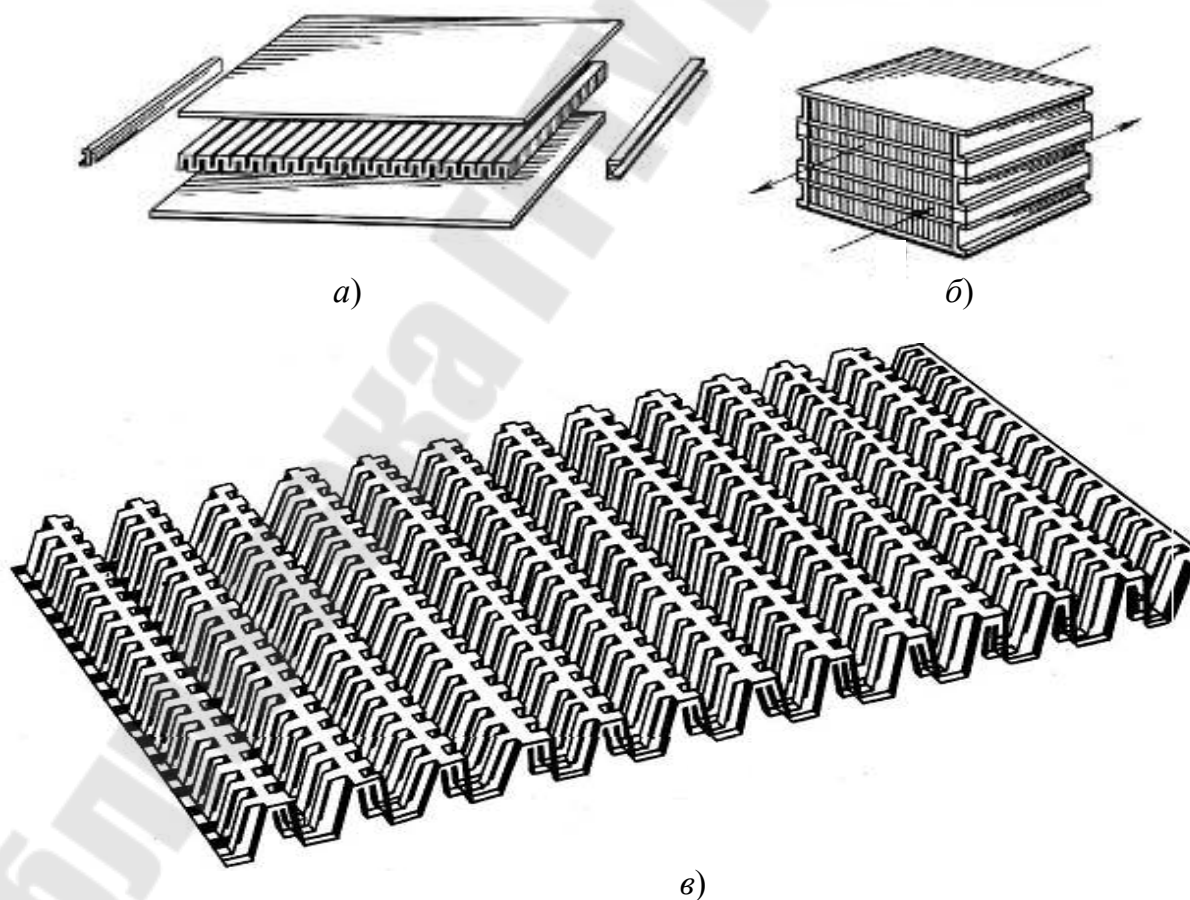


Рис. 1.7 [2]. Элементы пластинчато-ребристого теплообменника:
 а – модуль; б – пакет; в – поверхность ребрения

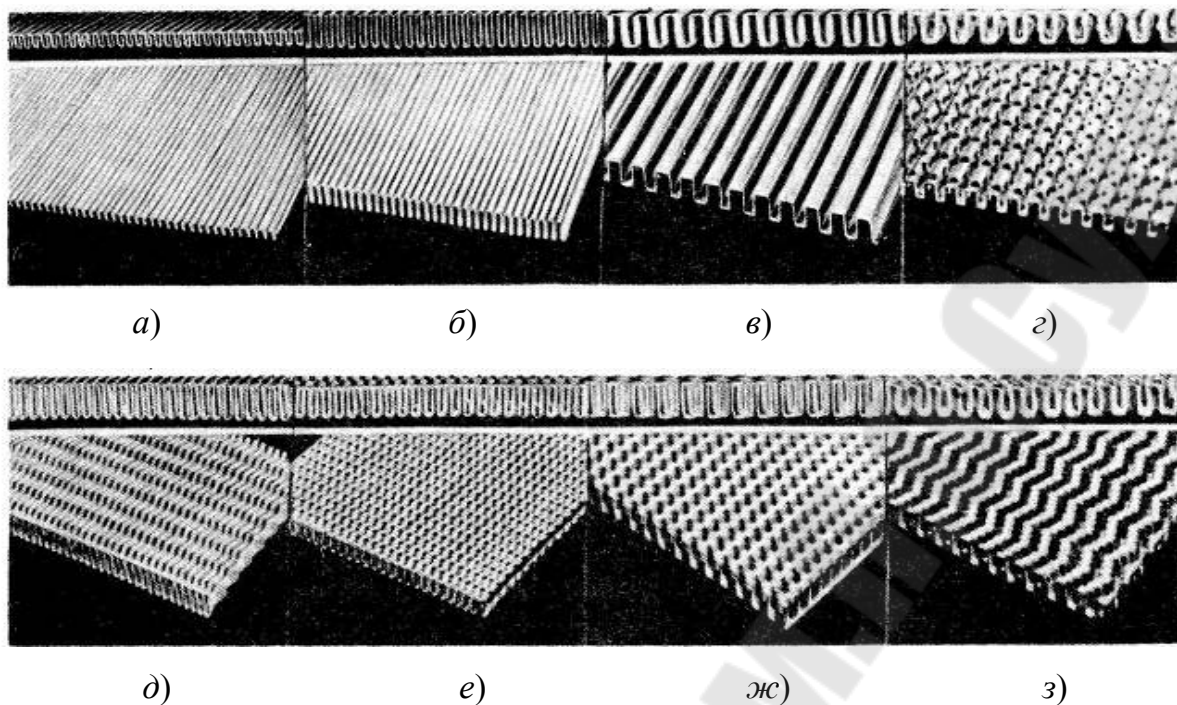


Рис. 1.8 [2]. Поверхности оребрения пластинчато-ребристых теплообменников: а–в – прямые гладкие ребра; г–ж – перфорированные (просечные) ребра; з – угловая перфорированная (просечная) насадка

Теплообменники с *ребристыми поверхностями* теплообмена применяются в том случае, когда коэффициент теплоотдачи одного из теплоносителей значительно ниже коэффициента теплоотдачи другого теплоносителя. Поверхность теплообмена с малым α увеличивают за счет ребер различной формы и ориентации. Это приводит к увеличению коэффициента теплопередачи аппарата. Ребристые трубчатые поверхности, например, выполняют с навивным, накатным и приварным поперечно-спиральным оребрением, продольным оребрением, в виде шипов, игл, спиралей и т. д. Для повышения эффективности ребер их изготавливают из более теплопроводного материала (меди, латуни, алюминия), обеспечивая надежный контакт ребра с несущей трубой.

1.2. Расчет рекуперативных теплообменников

Существуют следующие виды расчетов: проектный и поверочный. Проектный, в свою очередь, включает в себя тепловой конструктивный, компоновочный, гидравлический, механический и технико-экономический расчеты.

Целью *теплового конструктивного расчета* является определение площади поверхности теплообмена F аппарата.

В компоновочном расчете устанавливают основные соотношения между линейными размерами, площадью поверхности теплообмена и проходными сечениями каналов, число ходов, габаритные размеры теплообменника с учетом требований ГОСТов.

При гидравлическом расчете определяют гидравлические сопротивления теплообменника и затраты мощности на перемещение теплоносителей.

Механический расчет – это проверка деталей теплообменника на прочность, плотность и жесткость.

Проверочный расчет производится для установления возможности использования имеющегося или выбираемого стандартного аппарата в заданных условиях; для расчета режимов работы, отличных от номинальных.

Тепловой конструктивный расчет рекуперативных теплообменников сводится обычно к совместному решению основного уравнения теплопередачи

$$F = Q / K\Delta t_{cp} \quad (1.1)$$

и уравнения теплового баланса

$$Q = G_1(h_1' - h_1'') = Q_2(h_2'' - h_2'), \quad (1.2)$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт / (м² · К); Δt_{cp} – средний температурный напор, град; h_1' , h_2' – энтальпии соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в аппарат, Дж/кг; h_1'' , h_2'' – энтальпии соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей на выходе из аппарата, Дж/кг; G_1 и G_2 – расходы соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с.

Уравнение теплового баланса (1.2) записано без учета потерь ($Q_{пот} = 0$).

Если фазовые превращения теплоносителей отсутствуют, то $h = c_p t$; здесь c_p и t – удельная изобарная теплоемкость, Дж/кг · К и температура (°С) теплоносителей соответственно.

Средний температурный напор при прямотоке и противотоке (рис. 1.9) при условии, что температура обоих теплоносителей изменяется вдоль поверхности нагрева, определяется как среднелогарифмический (если $\Delta t_{\delta} / \Delta t_m > 4,5$):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)}, \quad (1.3)$$

где Δt_{δ} и Δt_m – соответственно наибольшая и наименьшая разности температур.

При $\Delta t_6 / \Delta t_M < 4,5$ пользуются упрощенной формулой

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_M) - 0,1(\Delta t_6 - \Delta t_M). \quad (1.4)$$

Если $\Delta t_6 / \Delta t_M < 1,8$ – зависимость $\Delta t_{cp} = 0,5 (\Delta t_6 + \Delta t_M)$.

При фазовых изменениях теплоносителей в аппарате средний температурный напор определяется как разность температур насыщения теплоносителей при их давлениях:

$$\Delta t_{cp} = t_{н1} - t_{н2}. \quad (1.5)$$

При этом температура обоих теплоносителей вдоль поверхности нагрева не изменяется.

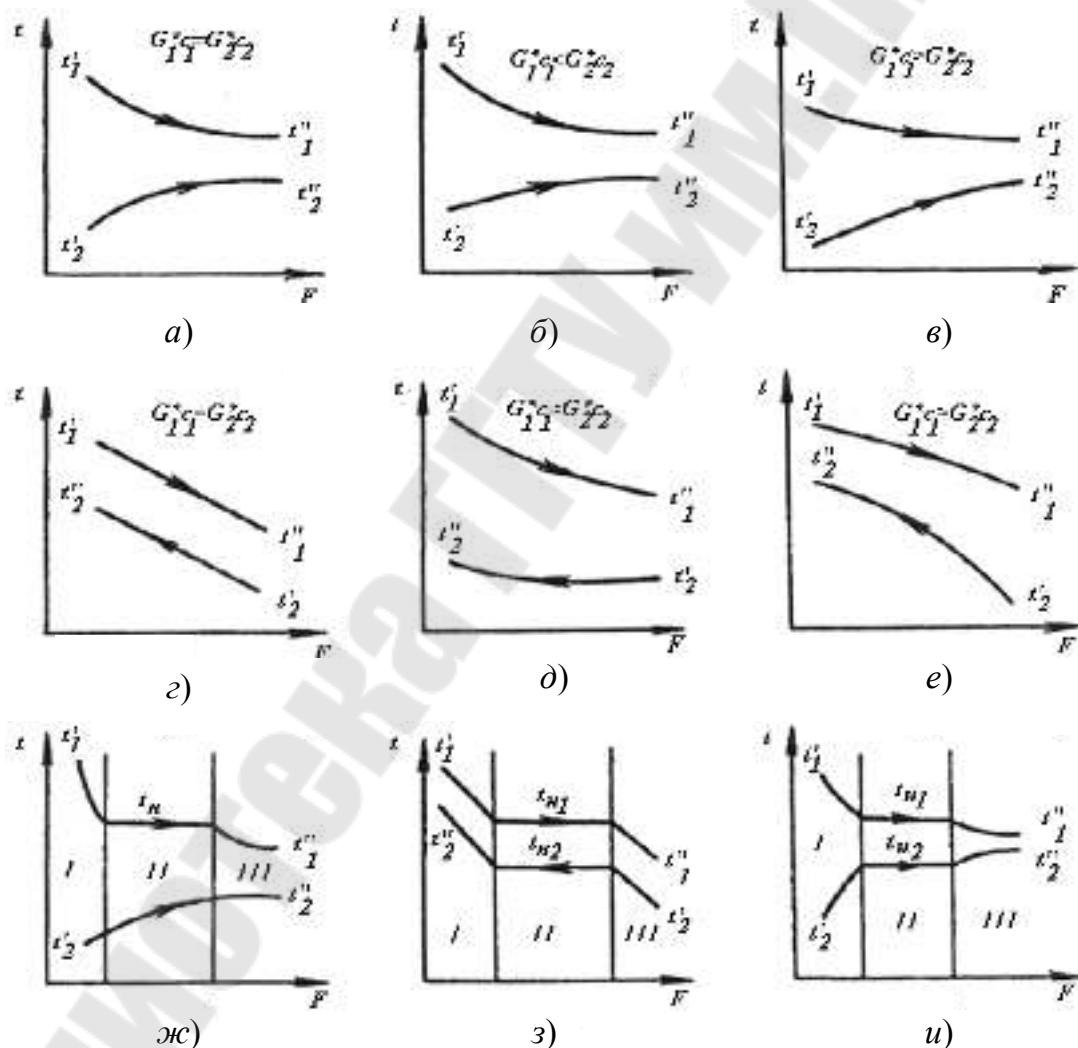


Рис. 1.9 [1]. Графики изменения температур в теплообменниках: а, б, в – при прямотоке; г, д, е – при противотоке; ж – при изменении фазового состояния (конденсации) греющего теплоносителя; з, и – при изменении фазового состояния обоих теплоносителей

Средняя разность температур для более сложных схем движения теплоносителей, не меняющих агрегатного состояния, рассчитывается следующим образом: сперва определяют средний температурный напор по формуле (1.3), после находят величины

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\max}}; \quad (1.6)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}, \quad (1.7)$$

где δt_1 и δt_2 – изменение температуры горячего и холодного теплоносителей.

По величинам P и R из графиков (рис. 1.10) определяют поправку $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$.

Средний температурный напор находится как

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср}}^{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t},$$

где $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{прот}}$ – температурный напор, рассчитанный по формуле (1.3).

Коэффициент теплопередачи K представляет собой количественную расчетную величину, характеризующую сложный теплообмен и зависящую от многих факторов (температур, температурных напоров, скоростей движения теплоносителей, давлений, физических параметров и т. д.):

– для плоской стенки:

$$K = [1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2 + R_{\text{заг}}]^{-1}; \quad (1.8)$$

– для цилиндрической:

$$K = \frac{1}{d_{\text{ср}} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{в}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{н}}} \right) + R_{\text{заг}}}, \quad (1.9)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи горячего и холодного теплоносителей; $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$; $R_{\text{заг}}$ – термическое сопротивление, учитывающее загрязнение с обеих сторон стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $d_{\text{ср}}$, $d_{\text{в}}$, $d_{\text{н}}$ – средний, внутренний и наружный диаметры труб, м; δ – толщина стенки, м.

Средний диаметр $d_{\text{ср}}$ определяется следующим образом:

при $\alpha_1 > \alpha_2$, то $d_{\text{ср}} = d_{\text{н}}$;

при $\alpha_1 \approx \alpha_2$ – $d_{\text{ср}} = 0,5 (d_{\text{в}} + d_{\text{н}})$;

при $\alpha_1 < \alpha_2$ – $d_{\text{ср}} = d_{\text{в}}$.

Если отношение $d_n / d_b < 1,4$, то расчет коэффициента теплопередачи ведут по формуле (1.8) для плоской стенки.

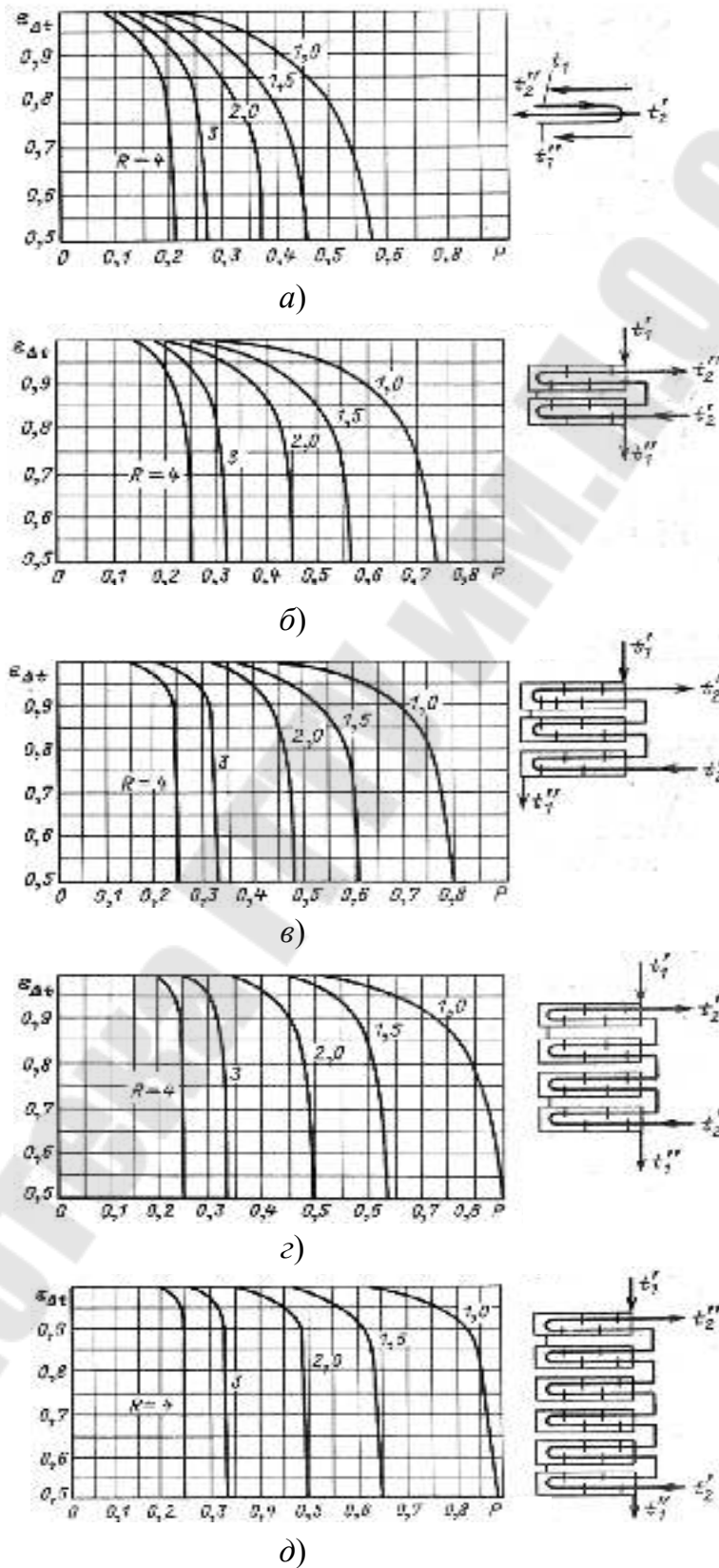


Рис. 1.10 [2]. Графики $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

Если известны толщины и коэффициенты теплопроводности загрязнений, то для плоской стенки:

$$R_{\text{заг}} = \delta_{\text{заг1}} / \lambda_{\text{заг1}} + \delta_{\text{заг2}} / \lambda_{\text{заг2}} ; \quad (1.10)$$

для цилиндрической стенки:

$$R_{\text{заг}} = \delta_{\text{заг1}} d_{\text{н}} / \lambda_{\text{заг1}} d_1 + \delta_{\text{заг2}} / \lambda_{\text{заг2}} . \quad (1.11)$$

Значения $R_{\text{заг}}$ для некоторых теплоносителей и технических сред приведены в табл. 1.1 [3].

Таблица 1.1

**Значения величины термического сопротивления
для различных теплоносителей**

Теплоноситель или технологическая среда	Термическое сопротивление $R_{\text{заг}}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$
Масло трансформаторное	0,0002
Масло растительное	0,0006
Органические жидкости	0,0002
Хладоносители (рассолы)	0,0002
Вода:	
водопроводная	0,0002
дистиллированная	0,00002
речная	0,0004–0,0006
Бензин	0,0001
Битум	0,002
Сырая нефть	0,001–0,0004
Газ коксовых печей и др. газы	0,002
Конденсирующиеся органические пары	
воды	0,0009
органических жидкостей	0,00011
хладагентов	0,00010
Загрязнения в виде твердых веществ при толщине слоя 0,5 мм:	
накипь	0,00033
ржавчина	0,00050
гипс	0,00083
известь	0,00042

Если теплопроводность слоя загрязнения неизвестна, а также отсутствуют табличные данные, коэффициент теплопередачи определяют по соотношению

$$K_{\text{расч}} = K_0 \cdot \varphi, \quad (1.12)$$

где K_0 – коэффициент теплопередачи незагрязненной поверхности; φ – коэффициент, учитывающий загрязнение: $\varphi = 0,65–0,85$. В случае интенсивного выпадения осадков из теплоносителя (из морской воды на поверхность судовых маслоохладителей) $\varphi = 0,4–0,5$.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 определяются из выражения для числа Нуссельта:

$$\alpha = \text{Nu}\lambda / l, \quad (1.13)$$

где λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м · К; l – определяющий размер, м.

При расчете коэффициентов теплоотдачи крайне важным является правильное определение или расчет теплофизических свойств теплоносителей. При использовании табличных данных теплофизические свойства определяют по средним температурам теплоносителей t_1 и t_2 . Среднюю температуру теплоносителя с наименьшим δt рассчитывают как среднеарифметическую:

$$t_1 = 0,5(t_1' + t_1''). \quad (1.14)$$

Тогда для второго теплоносителя:

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{\text{cp}}. \quad (1.15)$$

При расчете коэффициентов теплоотдачи важное значение имеют также средние температуры стенки $t_{\text{ст}1}$ и $t_{\text{ст}2}$, которые могут быть определены по формуле

$$t_{\text{ст}1} = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{\text{cp}}; \quad (1.16)$$

$$t_{\text{ст}2} = t_2 + \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{\text{cp}}. \quad (1.17)$$

Отношением K/α предварительно задаются, а затем проверяют соответствие ее расчетной величине. Расхождение не должно превышать 5 %. Пересчет позволяет получить соответствие принятых величин расчетными.

Число Нуссельта определяется в зависимости от характера движения теплоносителей, их агрегатного состояния и наличия фазовых переходов по критериальным уравнениям различного вида.

Критериальные уравнения, описывающие процесс теплообмена при различных режимах движения, формы поверхности и наличия фазовых переходов (конденсация или кипение) будут [4]:

– при продольном омывании поверхности пластины жидкостью при ламинарном режиме в пограничном слое ($Re < 4104$):

$$\overline{Nu}_{жл} = 0,66 Re_{жл}^{0,5} Pr_{ж}^{0,5} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.18)$$

– для воздуха:

$$\overline{Nu}_{жл} = 0,57 Re_{жл}^{0,5}; \quad (1.19)$$

– при турбулентном режиме в пограничном слое ($Re > 4104$):

$$\overline{Nu}_{жл} = 0,037 Re_{жл}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.20)$$

– для воздуха:

$$\overline{Nu}_{жл} = 0,032 Re_{жл}^{0,8}. \quad (1.21)$$

Здесь в качестве определяющей температуры берется температура вдали от пластины, а за определяющий размер берется длина пластины по направлению потока:

– поперечное омывание жидкостью одиночной трубы при $Re_{жд} \leq 1103$:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,5 Re_{жд}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.22)$$

– для воздуха:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,43 Re_{жд}^{0,5}; \quad (1.23)$$

– при $Re = 1103-2105$:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,25 Re_{жд}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.24)$$

– для воздуха:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,216 Re_{жд}^{0,6}. \quad (1.25)$$

За определяющий линейный размер принимается внешний диаметр трубы, а за определяющую температуру – средняя температура жидкости.

При поперечном омывании пучков труб для значений $Re_{жд} = 1103-1105$ применяются формулы, полученные В. П. Исаченко [5]:

– при коридорном расположении труб:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,26 Re_{жд}^{0,65} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.26)$$

– для воздуха:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,194 Re_{жд}^{0,65}; \quad (1.27)$$

– при шахматном расположении труб:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,41 Re_{жд}^{0,6} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.28)$$

– для воздуха:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,35 Re_{жд}^{0,6}. \quad (1.29)$$

За определяющий размер принимается внешний диаметр трубы, за определяющую скорость – скорость жидкости в самом узком сечении ряда, за определяющую температуру – средняя температура жидкости.

При ламинарном течении жидкости в трубах при вязкостном режиме:

$$(Gr \cdot Pr) < 8 \cdot 105;$$

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,15 Re_{жд}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.30)$$

– при вязкостно-гравитационном режиме ($Gr \cdot Pr > 8 \cdot 105$):

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,15 Re_{жд}^{0,33} Pr_{ж} Gr_{жд}^{0,1} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.31)$$

– для воздуха:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,13 Re_{жд}^{0,33} Gr_{жд}^{0,1}. \quad (1.32)$$

Здесь за определяющую температуру принимается средняя температура жидкости; за определяющую скорость – средняя скорость жидкости в трубе; за определяющий размер – внутренний диаметр трубы.

При турбулентном движении жидкости в трубах ($Re_{жд} = 1104-5106$) при $l/d > 50$ М. А. Михеевым рекомендовано следующее уравнение подобия [5]:

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,021 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}; \quad (1.33)$$

– для воздуха:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{жд}} = 0,018 \text{Re}_{\text{жд}}^{0,8}. \quad (1.34)$$

При пузырьковом кипении жидкости на теплоотдающих поверхностях в большом объеме [6]:

$$\alpha = 0,075 [1 + 10(\rho/\rho_{\text{п}} - 1)^{-2/3}] (\lambda^2 \rho / \mu \sigma T_{\text{н}})^{1/3} q^{2/3}, \quad (1.35)$$

где $T_{\text{н}}$ – температура насыщения; ρ , $\rho_{\text{п}}$ – плотность жидкости и пара соответственно при температуре насыщения; λ , μ , σ – соответственно коэффициенты теплопроводности, динамической вязкости и поверхностного натяжения жидкости.

При кипении жидкости в трубах коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [6]:

$$\alpha = 780 \lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_{\text{п}}^{0,06} q^{0,6} / \sigma^{0,5} r^{0,5} \rho_{\text{пф}}^{0,66} \mu^{0,3}, \quad (1.36)$$

где $\rho_{\text{пф}}$ – плотность пара при атмосферном давлении.

В формулах (1.35) и (1.36) все физические параметры определяются при температуре насыщения $T_{\text{н}}$.

При пленочной конденсации пара и ламинарном движении пленки конденсата коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле [5]:

– для вертикальной стенки:

$$\alpha = 1,154 \sqrt[4]{\lambda^3 \rho^2 r g / (\mu \Delta t H)}; \quad (1.37)$$

– для горизонтальной трубы:

$$\alpha = 0,724 \sqrt[4]{\lambda^3 \rho^2 r g / (\mu \Delta t d_{\text{н}})}, \quad (1.38)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубы, м; H – высота стенки, м.

Температурный напор $\Delta t = t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}$. Физические параметры конденсата определяются при температуре насыщения $t_{\text{н}}$.

При конденсации пара на пучке из n горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи может быть определен по формуле [6]:

– для вертикальных труб:

$$\alpha = 3,78 \lambda \sqrt[3]{\rho^2 d_{\text{н}} n / (\mu G_1)}; \quad (1.39)$$

– для n горизонтальных труб длиной L :

$$\alpha = 2,02 \varepsilon \lambda \sqrt[3]{\rho^2 L n / (\mu G_1)}, \quad (1.40)$$

где G_1 – расход пара (греющего теплоносителя), кг/с; ε – коэффициент, учитывающий утолщение пленки конденсата на нижерасположенных трубах. При $n \leq 100$ $\varepsilon = 0,7$ и при $n > 100$ $\varepsilon = 0,6$.

По площади поверхности теплообмена F (м^2), определенной из (1.1), подбирается теплообменный аппарат.

Конструктивный расчет зависит от особенностей выбранного аппарата, т. е. от выбора вида поверхности теплообмена: трубчатая, пластинчатая, спиральная, ребристая и т. д.

Для кожухотрубчатых аппаратов, получивших наибольшее распространение по поверхности теплообмена определяется количество труб, их размещение в трубной решетке, диаметр корпуса аппарата, число ходов в трубном и межтрубном пространствах, размеры входных и выходных патрубков.

Количество труб в теплообменнике определяют по формуле

$$n = F / \pi d_{\text{ср}} l \quad (1.41)$$

или

$$n = 4G / (w r \pi d_{\text{в}}^2), \quad (1.42)$$

где $d_{\text{ср}}$ – расчетный диаметр труб, равный $d_{\text{ср}} = (d_{\text{н}} + d_{\text{в}}) / 2$; l – рабочая длина труб, м; w – скорость движения теплоносителя в трубах, м/с.

Трубы в трубных решетках размещают по вершинам равносторонних треугольников (ромбическое размещение) и по концентрическим окружностям. Наиболее распространенным способом размещения труб в трубных решетках является ромбическое размещение, которое дает меньшие размеры трубной решетки при большем количестве труб.

Количество труб при размещении их по вершинам равносторонних треугольников:

$$n = 3a(a - 1) + 1, \quad (1.43)$$

где a – количество труб на стороне наибольшего шестиугольника.

Количество труб b на диагонали наибольшего шестиугольника:

$$b = 2a - 1. \quad (1.44)$$

Расстояние между трубными решетками (активная длина трубок)

$$l' = l / z, \quad (1.45)$$

где z – число ходов в аппарате.

По ГОСТ 9929–82 длину теплообменных труб l' принимают равной 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 6000 и 9000 мм [2].

Внутренний диаметр корпуса аппарата рассчитывают:

– для одноходовых теплообменников:

$$D_B = s(b - 1) + 4d_H \quad (1.46)$$

или

$$D_B = 1,1s\sqrt{n}; \quad (1.47)$$

– для многоходовых

$$D_B = 1,1s\sqrt{n/\Psi}, \quad (1.48)$$

где $\Psi = 0,6–0,8$ – коэффициент заполнения трубной решетки; s – шаг размещения труб.

Расчетное значение диаметра корпуса округляется до ближайшего стандартного размера.

Число ходов в аппарате:

$$z = \pi d_B^2 n \rho w / 4G. \quad (1.49)$$

Число ходов теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве:

$$z' = F' \rho' w' / G', \quad (1.50)$$

где F' – площадь живого сечения межтрубного пространства, м^2 ; ρ' – плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; w' – скорость движения теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве, $\text{м}/\text{с}$; G' – расход теплоносителя в межтрубном пространстве, $\text{кг}/\text{с}$.

Шаг труб s в трубном пучке принимают равным

$$s = (1,25–1,6) d_H.$$

Полная высота H кожухотрубчатого теплообменника складывается из активной длины труб l' и высоты двух коллекторов:

$$H = l_1 + 2h. \quad (1.51)$$

Высота коллектора h выбирается из конструктивных соображений и равна 200–400 мм.

При расчете теплообменников типа «труба в трубе» задаются поверхностью теплообмена F , количеством секций m и длиной трубы одного элемента l_1 .

Эти теплообменники komponуются путем последовательного соединения их в секции и параллельного соединения секций между собой. При этом площадь поверхности теплообмена может достигать 250 м^2 . Основные параметры и размеры теплообменников типа «труба в трубе» согласно ГОСТ 9930–78 приведены в [2].

При расчете таких теплообменников определяется длина труб при заданном количестве параллельно работающих секций m по формуле

$$l = F / \pi D_{\text{cp}} m. \quad (1.52)$$

Число элементов в каждой секции (при $l_1 = 3\text{--}6 \text{ м}$):

$$n = l / l_1. \quad (1.53)$$

Для змеевикового теплообменника исходными данными при конструктивном расчете является поверхность теплообмена F , диаметры трубки змеевика $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$, диаметр витка змеевика $D_{\text{зм}}$ и расстояние между соседними витками S (шаг витка).

Определяются при этом длина трубы l , из которой навивается змеевик по формуле

$$l = F / \pi d_{\text{н}}. \quad (1.54)$$

Длина одного витка змеевика l_1 :

$$l_1 = \sqrt{\pi D_{\text{зм}}^2 + S^2} \quad (1.55)$$

и количество витков n :

$$n = l / l_1. \quad (1.56)$$

Для спирального теплообменника при конструктивном расчете его исходными данными являются поверхность теплообмена F , ширина канала b , высота спирали h и толщина листов δ .

Шаг спирали:

$$s = b + \delta, \quad (1.57)$$

где $b = 8\text{--}12 \text{ мм}$ (ГОСТ 12067–80) и $\delta = 2\text{--}8 \text{ мм}$.

Каждый полувиток спирали строится по радиусам r_1 и r_2 , которые равны (для первых витков):

$$r_1 = d / 2; \quad r_2 = d / 2 + s, \quad (1.58)$$

где d – диаметр первого витка внутренней спирали (выбирается из конструктивных соображений), мм; $r_1 = 150\text{--}400$ мм.

Центры, из которых производят построение спиралей, отстоят друг от друга на расстоянии шага витка s .

Общая длина спирали при числе витков n будет

$$L = \pi(d - s)n + 2\pi sn^2. \quad (1.59)$$

Число витков спирали:

$$n = \frac{s - d}{4s} + \sqrt{\left(\frac{s - d}{4s}\right)^2 + \frac{L}{2\pi s}}. \quad (1.60)$$

Наружный диаметр теплообменника:

$$D = d + 2ns + \delta. \quad (1.61)$$

Высота спирального канала h может быть определена по заданной объемной производительности аппарата V :

$$h = V / (bw), \quad (1.62)$$

где w – скорость движения теплоносителя в канале, м/с.

При конструктивном расчете пластинчатых теплообменников должны быть известны площадь поверхности теплообмена F , расходы G_1 , G_2 и скорости теплоносителей w_1 , w_2 ; ширина b и высота h поперечного сечения каналов; шаг s , высота h_0 и ширина a профиля пластины. Определяемыми параметрами являются: длина каналов L ; их количество или количество пластин n ; число секций Z теплообменника, включаемых параллельно или последовательно по каждому из теплоносителей [1].

Общее количество пластин теплообменника определяется из уравнения расхода теплоносителя через канал, образованный пластинами:

$$V = F_0 wn, \quad (1.63)$$

где F_0 – площадь сечения канала, по которому движется теплоноситель, м²; w – скорость движения теплоносителя, м/с; V – объемный расход теплоносителя, м³/с.

Размеры поверхности пластинчатого теплообменника связаны с размерами пластин соотношением

$$F = aL(2n - 2)Z, \quad (1.64)$$

где $Z = G / (\rho w b h)$.

Площадь поверхности теплообмена одной пластины F_1 для теплообменников:

– без промежуточных листов

$$F_1 = F / n; \quad (1.65)$$

– с промежуточными листами:

$$F_1 = F / [2(n - 1)]. \quad (1.66)$$

Суммарная длина каналов одной пластины L и число каналов m на одной стороне пластины связаны соотношением

$$L = F_1 / (\pi d_3 m), \quad (1.67)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр канала, м.

Внутренние диаметры патрубков зависят от скорости теплоносителей и определяются по формуле

$$d_{\text{п}} = 1,129 \sqrt{G / (\rho w_{\text{п}})}, \quad (1.68)$$

где $w_{\text{п}}$ – скорость теплоносителя в патрубке, принимаемая примерно равной скорости его в каналах теплообменника, м/с; G – массовый расход теплоносителя, кг/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Полученный диаметр патрубка округляется до ближайшего значения, рекомендуемого нормальями.

Поверочный расчет выполняется тогда, когда при известных расходах, начальных температурах теплоносителей, конструктивных размерах стандартного или вновь разработанного теплообменника необходимо определить температуры теплоносителей на выходе из аппарата и тепловую мощность.

Поверочный расчет теплообменников, в которых теплоносители не изменяют своего агрегатного состояния, выполняется в большинстве случаев по методу эффективности, который позволяет получить зависимости для расчета конечных значений температур теплоносителей в аналитической форме. При этом делаются следующие допущения: коэффициент теплопередачи K и водяные эквиваленты теплоносителей $W_1 = G_1 c_1$ и $W_2 = G_2 c_2$ считаются постоянными в процессе теплообмена в аппарате. В этом случае температуры теплоносителей t_1 и t_2 на выходе из теплообменника будут

$$t_1'' = t_1' - \Delta t_{\text{max}} \varepsilon [(Gc)_{\text{min}} / G_1 c_1]; \quad (1.69)$$

$$t_2'' = t_2' + \Delta t_{\text{max}} \varepsilon [(Gc)_{\text{min}} / G_2 c_2], \quad (1.70)$$

где $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2''$ – максимальная разность температур теплоносителей; ε – эффективность теплообменника, определяемая долей его действительной тепловой мощности от максимально возможной (определяется по [1], [5]); c_1 и c_2 – теплоемкости соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей, Дж/кг · К.

Тепловая мощность аппарата определяется по уравнению

$$Q = (Gc)_{\min} \varepsilon \cdot \Delta t_{\max} \cdot \quad (1.71)$$

Гидравлический расчет. Задачей гидравлического расчета является определение гидравлических (аэродинамических) сопротивлений и затрат мощности на прокачку теплоносителей. При выполнении тепловых конструктивных расчетов теплообменников стремятся выбрать стандартные аппараты. Для многих теплообменников по результатам испытаний получены эмпирические зависимости гидравлического сопротивления от скорости теплоносителей. Если такие зависимости отсутствуют, то выполняют гидравлический расчет.

Полное гидравлическое сопротивление теплообменника – падение давления по любому из теплоносителей – складывается из:

- потерь на сопротивление трению в каналах теплообменника Δp_T ;
- потерь на преодоление местных сопротивлений $\sum \Delta p_M$;
- потерь на сопротивление от ускорения потока Δp_y , вызываемое изменением плотности и скорости теплоносителя;
- потерь на сопротивление самотяги Δp_c (если аппарат включен в разомкнутую сеть).

$$\begin{aligned} \Delta p &= \Delta p_T + \sum \Delta p_M + \Delta p_y + \Delta p_c = \\ &= \frac{\lambda L \rho w^2}{d_3} + \sum \zeta \frac{\rho w^2}{2} + (\rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2) + h(\rho - \rho_0), \end{aligned} \quad (1.72)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; L – длина канала, м; d_3 – эквивалентный диаметр канала, м; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; w – средняя скорость движения теплоносителя, м/с; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений (табл. 1.2); ρ_1, ρ_2 – плотность теплоносителя во входном и выходном сечениях потока, кг/м³; w_1, w_2 – скорость во входном и выходном сечениях потока, м/с; ρ, ρ_0 – средние плотности теплоносителя и окружающей среды, кг/м³; h – расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя, м.

Таблица 1.2

**Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ
в теплообменных аппаратах**

Местное сопротивление	Коэффициент ζ
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180° внутри камеры при переходе из одного пучка труб в другой	2,5
Поворот на 180° при переходе из одной секции в другую через колено	2
Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Поворот на 180° в U-образной трубке, огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Вход в межтрубное пространство	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него	1
Круглые змеевики (n – число витков)	0,5
Вентиль проходной $D_v = 50$ мм при полном открытии	4,6
То же $D_v = 400$ мм	7,6
Задвижка нормальная	0,5–1,0
Кран проходной	0,6–2,0
Угольник 90°	1,0–2,0

При перемещении вязких жидкостей коэффициент гидравлического трения рекомендуется определять по эмпирической зависимости

$$\lambda = 0,02 + 1,7 / \text{Re}^{0,5}. \quad (1.73)$$

Мощность на валу насоса или вентилятора рассчитывают по формуле

$$N = G\Delta p / 1000\rho\eta, \quad (1.74)$$

где G – расход теплоносителя, кг/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; η – КПД насоса или вентилятора.

1.3. Рекуперативные теплообменные аппараты с оребренной поверхностью теплообмена

Одним из методов увеличения компактности теплообменных аппаратов является применение оребренных поверхностей.

Компактность теплообменника – это отношение площади его теплопередающей поверхности к объему аппарата. Компактность кожухотрубчатых теплообменников лежит в пределах 18–80 м²/м³; кожухотрубчатых оребренных – 300–600 м²/м³; пластинчатых оребрен-

ных – 600 и более. Применение оребрения теплопередающей поверхности позволяет повысить не только компактность теплообменника (уменьшить его габаритно-весовые показатели), но и увеличить тепловую мощность аппарата.

Оребрение теплопередающей поверхности следует применять в том случае, когда коэффициент теплоотдачи одного из теплоносителей значительно меньше другого. Тогда оребрение делается со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи с выполнением условия $\alpha_1 F_1 \approx \alpha_2 F_2$, где F_1 и F_2 – суммарные площади поверхностей стенок $F_{1ст}$, $F_{2ст}$ и ребер $F_{1р}$, $F_{2р}$ соответственно со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей ($F_1 = F_{1ст} + F_{1р}$; $F_2 = F_{2ст} + F_{2р}$). Если же термическое сопротивление стенки значительно меньше термических сопротивлений теплоотдачи со стороны теплоносителей, т. е. $\delta_{ст} / \lambda_{ст} \ll 1 / \alpha_1$ и $1 / \alpha_2$, то выполняют двустороннее оребрение, стремясь к выполнению условия $\delta_{ст} / \lambda_{ст} \approx 1 / (\alpha_1 \Psi_1) \approx 1 / (\alpha_2 \Psi_2)$, где $\Psi_1 = F_1 / F_{1ст}$ и $\Psi_2 = F_2 / F_{2ст}$ – коэффициенты оребрения поверхностей [1].

Оребрение поверхностей осуществляется ребрами различной геометрической формы и направления (поперечное и продольное оребрение). Некоторые типы ребер представлены на рис. 1.11 [8]. Путем увеличения площади поверхности теплообмена за счет оребрения удается увеличить тепловой поток, передаваемый в процессе теплоотдачи с малым значением коэффициента α .

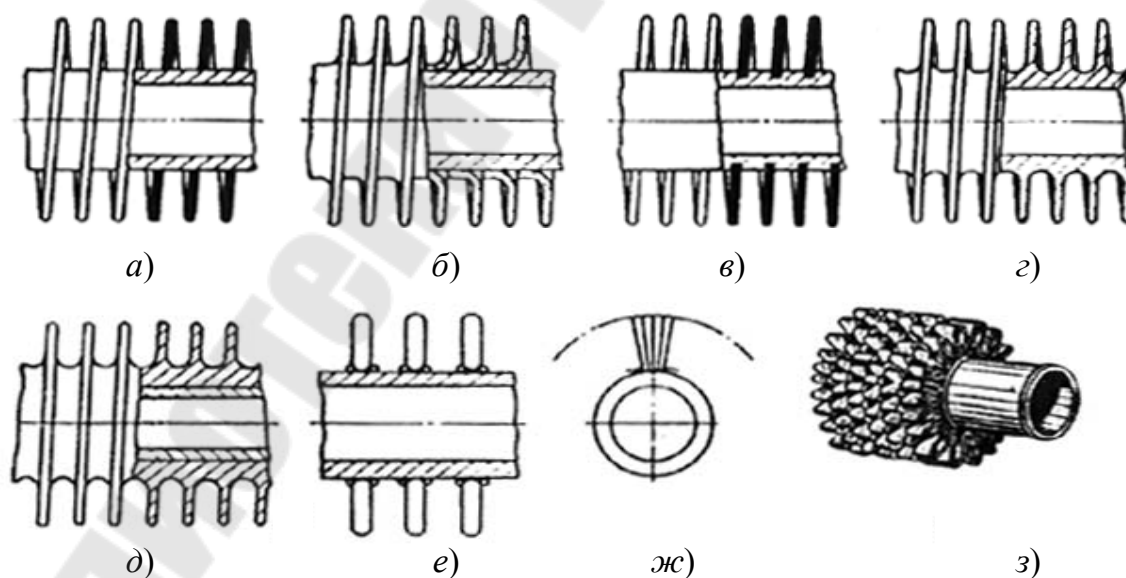


Рис. 1.11 [8]. Типы ребер: *a* – навитые оцинкованные; *б* – навитые в натяг *L*-образные ребра; *в* – завальцованные ребра; *г* и *д* – моно- и биметаллические накатные ребра; *е* и *ж* – проволочные и ленточно-спиральные ребра

Оребрение поверхности нашло широкое применение в теплообменниках холодильных машин, парогенераторах (экономайзеры), в системах отопления; при изготовлении компрессоров, двигателей внутреннего сгорания и т. д.

Степень увеличения отводимого теплового потока со стороны наименьшего α зависит от того, в какой степени увеличена площадь поверхности теплообмена за счет оребрения. Этот фактор оценивается коэффициентом оребрения Ψ . Если рассмотреть гладкую и оребренную поверхности теплообмена, передающие тепловые потоки при одинаковых температурных напорах (при одинаковых температурах греющего и нагреваемого теплоносителей), то можно получить выражение, показывающее увеличение теплового потока, передаваемого оребренной поверхностью. Степень увеличения теплового потока β будет

$$\beta = Q_{\text{ор}} / Q_{\text{гл}} = [1 / \alpha_1 F_{1\text{ст}} + 1 / \alpha_2 F_{2\text{ст}}] / [1 / \alpha_1 F_{1\text{ст}} + 1 / \alpha_2 F_2] \quad (1.75)$$

или

$$\beta = (1 / \alpha_1 + 1 / \alpha_2) / (1 / \alpha_2 + F_{1\text{ст}} / \alpha_2 F_2). \quad (1.76)$$

Если теперь умножить числитель и знаменатель на α_2 и учесть, что $F_{1\text{ст}} = F_{2\text{ст}}$ и $F_2 / F_{2\text{ст}} = \Psi$, то получим

$$\beta = \frac{\alpha_2 / \alpha_1 + 1}{\alpha_2 / \alpha_1 + 1 / \Psi}. \quad (1.77)$$

Анализ уравнения (1.77) показывает, что степень увеличения теплового потока β растет с увеличением коэффициента оребрения Ψ и уменьшением отношения α_2 / α_1 . Для условия $(\alpha_2 / \alpha_1) = \text{const}$ при $\Psi = 1$ отношение β растет и при $\Psi \rightarrow \infty$ принимает максимальное значение

$$\beta_{\text{max}} = (1 + \alpha_2 / \alpha_1) / (\alpha_2 / \alpha_1).$$

Таким образом, при выборе значения коэффициента оребрения Ψ необходимо руководствоваться величиной отношения α_2 / α_1 , не забывая при этом о практических возможностях увеличения поверхности теплообмена.

1.3.1. Температурное поле и теплообмен прямого ребра постоянного поперечного сечения. Эффективность ребра. Поперечное сечение ребра может иметь профиль различной геометрической формы и распределение температуры в ребре будет зависеть от его профиля сечения, формы и размеров. Так как в большинстве случаев ис-

пользуют ребра с высотой намного больше их толщины, то температурное поле в ребре можно считать одномерным.

Рассмотрим распространение тепла и распределение температуры в прямом ребре с постоянным поперечным сечением по длине, расположенным на плоской стенке (рис. 1.12).

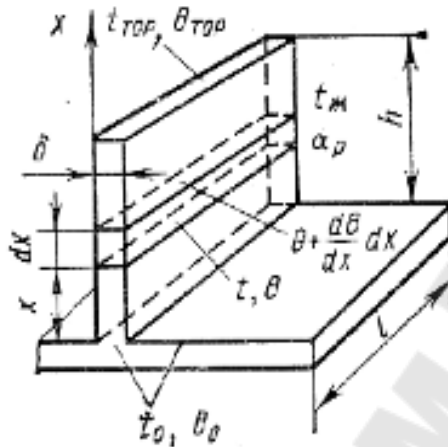


Рис. 1.12 [8]. Прямое ребро постоянного поперечного сечения

Обозначим площадь поперечного сечения ребра f и примем, что толщина ребра δ во много раз меньше его высоты h и длины l . Температура основания ребра t_0 , температура окружающей среды $t_{ж}$ и коэффициент теплоотдачи от ребра к окружающей среде α_p постоянны во времени. Теплофизические характеристики материала ребра не зависят от температуры. Обозначим избыточную температуру основания ребра, равную избыточной температуре основной поверхности, через $\vartheta_0 = t_0 - t_{ж}$; избыточную температуру торца ребра – через $\vartheta_{\text{тор}} = t_{\text{тор}} - t_{ж}$; текущую избыточную температуру сечения ребра на расстоянии x от основания – через $\vartheta = t - t_{ж}$; площадь сечения $f = \delta l$; периметр сечения $u = 2l + 2\delta$.

На основании теплового баланса для сечения ребра, находящегося на расстоянии x от основания, можно записать:

$$dQ_p = Q_x - Q_{x+dx}, \quad (1.78)$$

где Q_x – количество теплоты, передаваемое в единицу времени через сечение ребра, находящееся на расстоянии x от основания; Q_{x+dx} – количество теплоты, прошедшее через сечение, находящееся на расстоянии $x + dx$ от основания.

По закону Фурье

$$Q_x = \lambda(d\vartheta / dx)f; \quad (1.79)$$

$$Q_{x+dx} = \lambda \frac{d}{dx} \left(\vartheta + \frac{d\vartheta}{dx} dx \right) f. \quad (1.80)$$

Следовательно,

$$dQ_p = -\lambda \frac{d\vartheta}{dx} f + \lambda \frac{d\vartheta}{dx} f + \lambda \frac{d^2\vartheta}{dx^2} dx f = \lambda f \frac{d^2\vartheta}{dx^2} dx. \quad (1.81)$$

С другой стороны, по закону Ньютона-Рихмана

$$dQ_p = \alpha_p \vartheta u dx. \quad (1.82)$$

Приравнявая уравнения (1.81) и (1.82), получим дифференциальное уравнение, описывающее распределение температуры в ребре:

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} = \frac{\alpha_p u}{\lambda f} \vartheta = m^2 \vartheta, \quad (1.83)$$

где

$$m = +\sqrt{\alpha_p u / \lambda f}, \text{ 1/м.}$$

Для ребра, форма и размеры которого заданы, при постоянном λ и α_p в рассматриваемом интервале температур величина $m = \text{const}$ и решение уравнения (1.83) в общем виде будет:

$$V = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx}. \quad (1.84)$$

Для определения постоянных c_1 и c_2 необходимо воспользоваться граничными условиями. Если теплоотдачей с торца ребра пренебречь, то граничные условия запишутся:

– при $x = 0$ $\vartheta = \vartheta_0$, подставляя это условие в (1.84), получим

$$\vartheta_0 = c_1 + c_2; \quad (1.85)$$

– при $x = h$

$$(d\vartheta/dx) = 0.$$

Учитывая, что $m \neq 0$, получаем

$$c_1 e^{mh} - c_2 e^{-mh} = 0. \quad (1.86)$$

Из уравнений (1.85) и (1.86) находим c_1 и c_2 :

$$c_1 = V_0 \frac{e^{-mh}}{e^{mh} + e^{-mh}}; \quad c_2 = \vartheta_0 \frac{e^{-mh}}{e^{mh} + e^{-mh}}. \quad (1.87)$$

Подставляя выражение (1.87) в (1.84), получим

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{e^{-mh} e^{mx} + e^{mh} e^{-mx}}{e^{mh} + e^{-mh}} = \vartheta_0 \frac{e^{+m(h-x)} + e^{-m(h-x)}}{e^{mh} + e^{-mh}}. \quad (1.88)$$

Отсюда

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{ch[m(h-x)]}{ch(mh)}. \quad (1.89)$$

Для избыточной температуры для торца ребра при $x = h$ получим

$$\vartheta_{\text{тор}} = \vartheta_0 / ch(mh). \quad (1.90)$$

Количество теплоты, отдаваемое поверхностью ребра в окружающую среду, будет равно количеству теплоты, которое подводится к основанию ребра:

$$Q_p = Q_{x=0} = -\lambda(d\vartheta/dx)_{x=0} f. \quad (1.91)$$

Здесь

$$d\vartheta/dx = m(c_1 - c_2) = m\vartheta_0 \frac{e^{-mh} - e^{mh}}{e^{mh} + e^{-mh}}. \quad (1.92)$$

Подставляя последнее выражение в (1.91), получаем

$$Q_p = \lambda f m \vartheta_0 \frac{e^{-mh} - e^{mh}}{e^{mh} + e^{-mh}} = \lambda f m \vartheta_0 th(mh). \quad (1.93)$$

Так как обычно толщина ребра δ мала по сравнению с его длиной l , то периметр сечения ребра можно представить как $u = 2l + 2\delta \approx 2l$, а площадь сечения $f = l\delta$. Отсюда $\alpha_p u / \lambda f = 2\alpha_p / (\lambda\delta)$; $m = \sqrt{2\alpha_p / (\lambda\delta)}$.

Количество теплоты, отдаваемое поверхностью ребра в окружающую среду, можно найти и с помощью закона Ньютона-Рихмана:

$$Q_p = \alpha_p F_p \vartheta_{\text{ср}} = \alpha_p u h \vartheta_{\text{ср}}, \quad (1.94)$$

где $\vartheta_{\text{ср}}$ — средняя избыточная температура поверхности ребра;

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{1}{h} \int_0^h \vartheta dx.$$

Приравняв (1.94) и (1.93), получаем

$$\alpha_p \vartheta_{\text{ср}} u h = \lambda f m \vartheta_0 th(mh). \quad (1.95)$$

Заменяя α_p и λfm^2 и осуществив преобразования, получим

$$\vartheta_{cp}/\vartheta_0 = (th(mh)) / (mh).$$

Отношение средней избыточной температуры ребра к избыточной температуре основания ребра называется коэффициентом эффективности ребра E

$$E = \vartheta_{cp} / \vartheta_0 = (th(mh)) / (mh). \quad (1.96)$$

Выражение (1.96) справедливо для прямого ребра прямоугольного сечения.

Коэффициент эффективности ребра (в некоторых работах по теплообменным аппаратам коэффициент эффективности ребра называется КПД ребра) учитывает изменение температуры, а следовательно, и температурного напора по высоте ребра, обусловленное теплообменом между поверхностью ребра и окружающей средой. Интенсивность теплообмена и изменения температуры для ребра заданных параметров и формы зависит от α_p и λ . Чем выше α_p и меньше λ , тем в большей степени уменьшается температура по высоте ребра и тем меньше его эффективность E . При заданных α_p и λ средняя избыточная температура ϑ_{cp} и эффективность ребра E будут уменьшаться при увеличении высоты ребра h . Для коротких ребер с высоким λ эффективность $E \rightarrow 1$. Для высоких ребер при $h \rightarrow \infty E \rightarrow 0$.

Выражение (1.96) можно преобразовать и привести к записи в критериальной форме

$$mh = \frac{h}{\delta} \sqrt{\frac{2\alpha_p \delta^2}{\lambda \delta}} = \frac{h}{\delta} \sqrt{\frac{2\alpha_p \delta}{\lambda}} = \frac{h}{\delta} \sqrt{2Bi}. \quad (1.97)$$

Таким образом, эффективность ребра может быть записана через число Био.

$$E = th\left(\frac{h}{\delta} \sqrt{2Bi}\right) / \left(\frac{h}{\delta} \sqrt{2Bi}\right). \quad (1.98)$$

Анализ показывает, что применение оребрения целесообразно тогда, когда $Bi < 0,4$ или $2\lambda / (\alpha_p \delta) > 5$. Это говорит о том, что применение оребрения приведет к увеличению теплового потока оребренной поверхности по сравнению с гладкой тогда, когда термическое сопротивление теплоотдачи станет больше термического сопротивления теплопроводности.

В трубчатых теплообменниках часто применяют крупные ребра постоянного и переменного сечения, а также квадратные и прямоугольные пластинчатые постоянного сечения. Все эти ребра имеют цилиндрическое основание и расчетные уравнения для определения теплообменных потоков, проходящих через такие ребра, весьма сложны и громоздки. На практике применяют упрощенные методы расчета, заключающиеся в использовании уравнения (1.94) в виде

$$Q_p = \alpha_p F_p \vartheta_0 E. \quad (1.99)$$

Коэффициент эффективности E ребер различной формы может быть определен аналитически или по графикам [8].

1.3.2. Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи оребренных поверхностей. При обтекании теплоносителем пучков оребренных труб в теплообменных аппаратах условия конвективного теплообмена и гидродинамика потока усложняются по сравнению с обтеканием гладкотрубных поверхностей.

На условия теплообмена и гидродинамики оказывают влияние режим движения теплоносителя, турбулизация потока первыми рядами пучка, характеризуемая соотношениями между поперечным шагом S_1 , продольным шагом S_2 и диаметром труб (рис. 1.13), форма, геометрические размеры и шаг ребер.

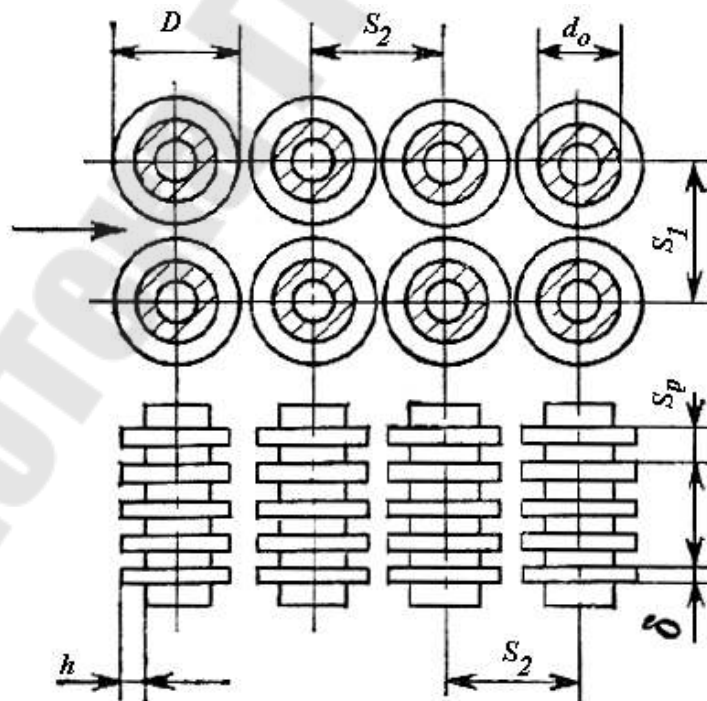


Рис. 1.13 [8]. Геометрические параметры пучка оребренных труб

Для расчета коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании с круглыми или квадратными ребрами можно использовать уравнение, предложенное Э. С. Карасиной [7]:

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = C \text{Re}_{\text{ж}}^n (d_0 / S_p)^{-0,54} (h / S_p)^{-0,14} \Psi. \quad (1.100)$$

Величины C и n приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Значения C и n в зависимости от типа пучка и формы ребра

Пучок	Ребра	C	n
Коридорный	круглые	0,104	0,72
	квадратные	0,096	0,72
Шахматный	круглые	0,223	0,65
	квадратные	0,205	0,65

Примечания: 1. Пределы изменения параметров: $3000 < \text{Re} < 25000$;
 $1,5 < \frac{S_1}{d_0} = \frac{S_2}{d_0} < 2$; $0,635 > \delta/d_0 > 0,08$; $0,21 < S_p/d_0 < 0,33$; $0,17 < h/d_0 < 0,5$; $0,1 \leq mh \leq 1,1$.

2. Число рядов по глубине пучка больше 4.

В уравнении (1.100) определяющим размером является шаг ребер S_p . Коэффициент $\Psi = 0,85$ учитывает неравномерность теплоотдачи по высоте ребра.

Скорость движения теплоносителя, входящая в число Рейнольдса, берется в самом узком сечении пучка, площадь которого f_y определяется по формуле

$$f_y = \left[1 - \frac{d_0}{S_1} \left(1 + 2 \frac{h}{S_p} \frac{\delta}{d_0} \right) \right] f_1, \quad (1.101)$$

где f_1 – площадь поперечного сечения аппарата (без труб).

Коэффициенты теплоотдачи, полученные по формуле (1.100), отнесены ко всей оребренной поверхности.

Площадь любой оребренной поверхности можно рассматривать как сумму поверхности ребер F_p и поверхности участков, не занятых ребрами $F_{\text{ст}}$.

При теплообмене оребренной поверхности с окружающей средой (теплоносителем) температуры этих двух поверхностей будут различными. Кроме того, как уже отмечалось, температура ребра будет изменяться по высоте.

Рассмотрим оребренную трубчатую поверхность (рис. 1.14).

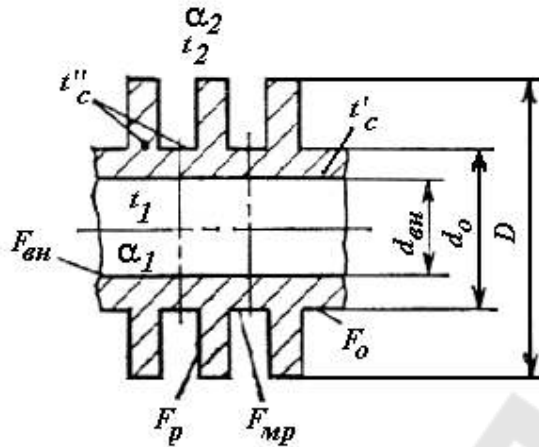


Рис. 1.14 [8]. К определению приведенных коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи

Общий тепловой поток Q , передаваемый ребристой стенкой:

$$Q = Q_p + Q_{ст}, \quad (1.102)$$

где $Q_{ст} = \alpha_{ст} \vartheta_0 F_{ст}$ – тепловой поток, отдаваемый гладкой частью оребренной поверхности.

С учетом уравнения (1.99):

$$Q = \alpha_p F_p \vartheta_0 E + \alpha_{ст} \vartheta_0 F_{ст} \quad (1.103)$$

или

$$Q = \alpha_{пр} \vartheta_0 F_{р.с}, \quad (1.104)$$

где $F_{р.с} = F_p + F_{ст}$ – общая площадь поверхности ребристой стенки.

Величина $\alpha_{пр}$ называется приведенным коэффициентом теплоотдачи, который учитывает теплоотдачу поверхности ребра, поверхности гладкой стенки и эффективность ребра.

$$\alpha_{пр} = \alpha_p E \frac{F_p}{F_{р.с}} + \alpha_{ст} \frac{F_{ст}}{F_{р.с}}. \quad (1.105)$$

Тепловой поток, передаваемый от первой среды к стенке трубы:

$$Q = \alpha_1 F_{вн} (t_1 - t'_c). \quad (1.106)$$

Тепловой поток, передаваемый через стенку трубы:

$$Q = (\lambda_{тр} / \delta_{тр}) (t'_c - t''_c) F_{вн}. \quad (1.107)$$

Тепловой поток, передаваемый ребристой стенкой окружающей среде:

$$Q = \alpha_{\text{пр}} F_{\text{р.с}} (t_c'' - t_2). \quad (1.108)$$

Решая уравнения (1.106)–(1.108) относительно Q и умножая числитель и знаменатель на $F_{\text{р.с}}$, находим

$$Q = \frac{F_{\text{р.с}} (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{F_{\text{р.с}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} \frac{F_{\text{р.с}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}}}. \quad (1.109)$$

Знаменатель полученного выражения представляет собой приведенное термическое сопротивление оребренной трубы, а величина, обратная ему – приведенный коэффициент теплопередачи:

$$K_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{\alpha_1} \frac{F_{\text{р.с}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} \frac{F_{\text{р.с}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} \right]^{-1} \quad (1.110)$$

или

$$K_{\text{пр}} = \left[\frac{F_{\text{р.с}}}{F_{\text{вн}}} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} \right]^{-1}. \quad (1.111)$$

Тепловой поток:

$$Q = K_{\text{пр}} F_{\text{р.с}} (t_1 - t_2). \quad (1.112)$$

Плотность теплового потока относительно внутренней поверхности трубы (не оребренной):

$$q_{\text{вн}} = \frac{Q}{F_{\text{вн}}} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{р.с}}}} = K_1 (t_1 - t_2), \quad (1.113)$$

где $K = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{р.с}}} \right]^{-1}$ – коэффициент теплопередачи при отнесении теплового потока к внутренней поверхности трубы, Вт/м² · К.

1.4. Тепловые трубы

Тепловая труба (ТТ) представляет собой герметичную полость, обычно трубу, на внутренней стенке которой укреплен фитиль, сделанный, например, из нескольких слоев тонкой сетки (рис. 1.15). Труба заполняется небольшим количеством теплоносителя (рабочей жидкости), после чего из нее откачивается воздух и она плотно закрывается.

Тепловые трубы применяются в энергетике, химической, нефтеперерабатывающей, металлургической промышленности, на транспорте и т. д.

В тепловой трубе различают три участка: зону подвода теплоты q_0 или зону испарения ($L_{и}$), зону переноса теплоты или транспортную зону ($L_{т}$) и зону отвода теплоты q_k или зону конденсации ($L_{к}$).

Теплота от охлаждаемого объекта отводится в зоне испарения кипящей здесь жидкостью и потоком образовавшегося пара переносится в зону охлаждения (конденсации), где передается через стенку трубы нагреваемому объекту. Образовавшийся конденсат через транспортную зону возвращается снова в зону испарения.

В настоящее время существует несколько десятков различных конструкций ТТ, из которых можно выделить три основных типа, различающихся по способу транспортировки жидкости из зоны конденсации в зону испарения:

– фитильные или капиллярно-пористые ТТ (рис. 1.15), в которых по внутренней поверхности уложен капиллярно-пористый материал, пропитанный жидким теплоносителем. В таких ТТ при кипении жидкости в зоне испарения создается разрежение, и за счет этого жидкость подсасывается из зоны конденсации для повторного испарения. Испаритель в фитильных ТТ может располагаться по-разному, и потому они будут работать в любом положении и транспортировать теплоту в различных направлениях, по любым прямолинейным и криволинейным каналам, т. к. фитиль будет всегда подавать теплоноситель в зону испарения. Движение теплоносителя в фитильной ТТ совершается независимо от наличия сил тяжести;

– гравитационные ТТ или термосифоны (рис. 1.16) в которых возврат конденсата из зоны конденсации в зону испарения происходит за счет гравитационных сил или сил тяжести. Для обеспечения нормальной работы ТТ зона конденсации должна располагаться выше зоны испарения;

– центробежные ТТ (рис. 1.16, б) вращаются вокруг своей продольной оси. Движение конденсата из зоны конденсации к испарителю осуществляется за счет центробежных сил. Толщина слоя жидкости в зоне конденсации в таких ТТ будет больше, чем в зоне испарения.

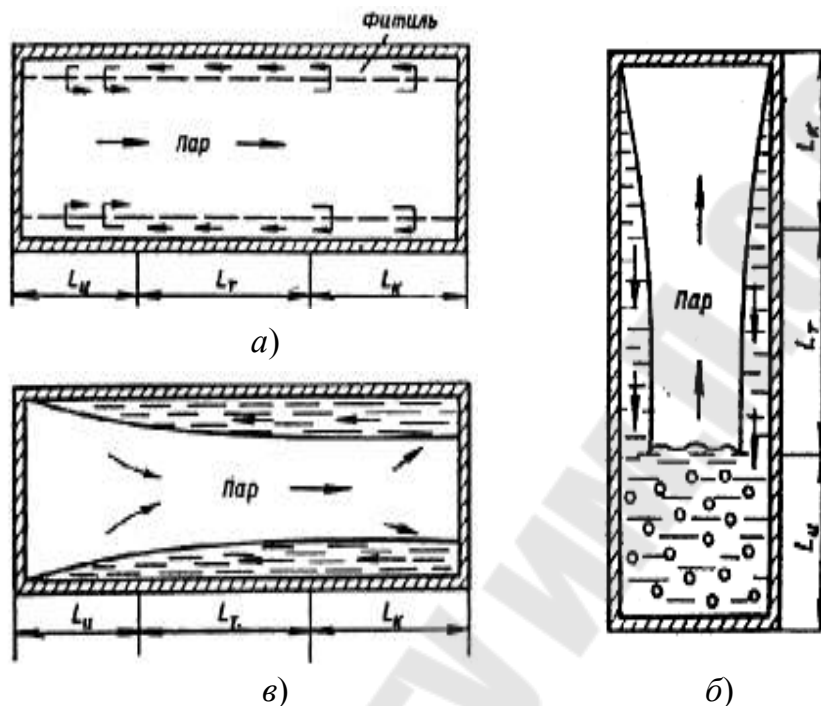


Рис. 1.15 [9]. Схема тепловой трубы: а – капиллярная; б – гравитационная; в – центробежная

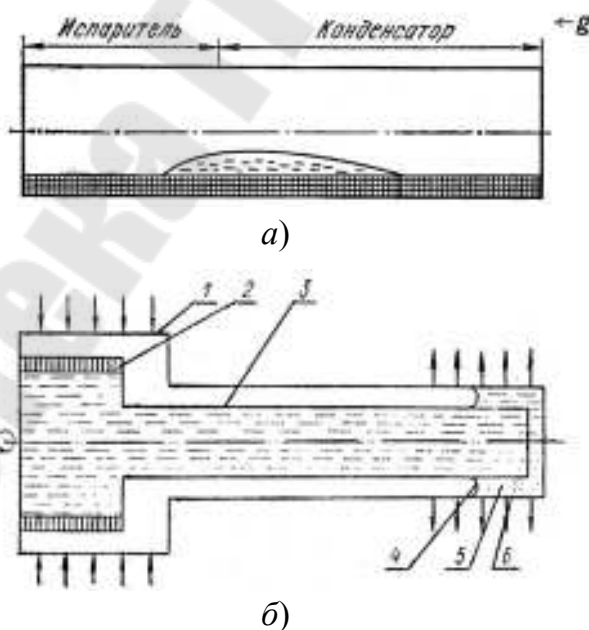


Рис. 1.16. Схема гравитационной (а) и центробежной (б) тепловых труб: 1 – испаритель; 2 – перфорированная часть артерии; 3 – артерия; 4 – поверхность раздела пар-жидкость; 5 – слой жидкости; 6 – конденсатор

Тепловая труба с капиллярно-пористыми фитилями. Процессы кипения жидкости и конденсации пара в таких трубах происходят при подводе и отводе теплоты через стенку, где наблюдается основной перепад температур.

Перенос теплоты через пористый фитиль в конденсационной и испарительной частях трубы происходит путем теплопроводности и конвективная составляющая процесса переноса теплоты внутри пористого фитиля мала. В связи с этим температурный напор в ТТ пропорционален местному тепловому потоку, толщине пористого покрытия и обратно пропорционален эффективной теплопроводности фитиля и материала корпуса.

Кипение жидкости на пористой структуре позволяет отводить сравнительно большие тепловые потоки из-за значительного увеличения коэффициента теплоотдачи и максимальное значение теплового потока будет определяться возникновением кризиса кипения, приводящим к появлению тонкой пленки пара между греющей поверхностью и капиллярно-пористой структурой. Исследования процессов теплообмена при кипении жидкостей в капиллярно-пористых телах показали, что отводимые тепловые потоки могут достигать значений 100 Вт/см^2 на воде и 50 Вт/м^2 на ацетоне. Одной из наиболее сложных задач, возникающих при исследовании ТТ, является задача течения пара и жидкости в полости трубы. Течение пара в испарительной и конденсационной частях обычно рассматривают как течение в пористом плоском канале с вдувом и отсосом на пористых стенках соответственно.

Перенос теплоты из испарительной зоны в конденсационную возможен тогда, когда суммарное гидравлическое сопротивление ТТ (потери давления) будут меньше движущей силы [9]:

$$\Delta p_{\text{ж}} + \Delta p_{\text{п}} \pm \Delta p_{\text{м}} \leq \Delta p_{\text{к}}^{\text{max}}, \quad (1.114)$$

где $\Delta p_{\text{ж}}$, $\Delta p_{\text{п}}$ – потери давления на трение при движении жидкости и пара соответственно; $\Delta p_{\text{м}}$ – массовые силы, определяемые положением ТТ в пространстве (если испаритель располагается выше конденсатора, то берется $+\Delta p_{\text{м}}$, если ниже то $-\Delta p_{\text{м}}$).

Потери давления на трение при движении жидкости являются основными и их значение зависит от вида и структуры капиллярно-пористого покрытия.

Для нормальной работы ТТ большое значение имеет предел капиллярного впитывания, который ограничивает возможности улучше-

ния гидродинамики потока жидкости и пара в ТТ. При увеличении тепловой нагрузки капиллярное давление должно увеличиваться, т. к. увеличивается перепад давления в жидкой и паровой фазах вследствие увеличения скорости циркуляции. Предел капиллярного впитывания устанавливается для ТТ определенной конструкции путем сравнения суммы потерь давления с локальным максимальным капиллярным напором. Предел по капиллярному впитыванию можно определить из уравнения (1.114).

$$\Delta p_{\text{к}}^{\text{max}} \pm \Delta p_{\text{м}} \geq \Delta p_{\text{ж}} + \Delta p_{\text{п}}. \quad (1.115)$$

До тех пор, пока тепловая нагрузка не достигнет величины, при которой правая часть уравнения (1.115) сравнивается с левой, ТТ должна работать нормально.

Потери давления при движении жидкости и пара в ТТ можно определить по уравнениям [9]:

$$\Delta p_{\text{ж}} = \mu_{\text{ж}} G(L + L_{\text{т}}) / 2\rho_{\text{ж}} K F_{\text{ф}}; \quad (1.116)$$

$$\Delta p_{\text{п}} = 16\mu_{\text{п}} G(L + L_{\text{т}}) / \rho_{\text{п}} d_{\text{п}}^2 F_{\text{п}}, \quad (1.117)$$

где $\mu_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{п}}$ – коэффициенты динамической вязкости жидкости и пара; $L = L_{\text{п}} + L_{\text{к}} + L_{\text{т}}$ – длина тепловой трубы; G – расход жидкости или пара; $\rho_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{п}}$ – плотности жидкой и паровой фаз; $d_{\text{п}}$ – диаметр парового канала; $F_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения парового канала; K – коэффициент проницаемости пористого фитиля.

Расход жидкости через поперечное сечение фитиля площадью $F_{\text{ф}}$ будет

$$G = j F_{\text{ф}}, \quad (1.118)$$

где j – удельный расход жидкости, определяемый по уравнению Дарси.

Тепловая мощность, передаваемая ТТ, определяется

$$Q = G \cdot r, \quad (1.119)$$

где r – удельная теплота фазового перехода.

Действие массовых сил в поле сил тяжести определяется

$$\Delta p_{\text{м}} = \pm g \rho_{\text{ж}} L \sin \varphi, \quad (1.120)$$

где φ – угол наклона ТТ к горизонту.

Значение максимального капиллярного напора $\Delta p_{\text{к}}^{\text{max}}$:

$$\Delta p_{\text{к}}^{\text{max}} = (2\sigma / R')_{\text{max}}, \quad (1.121)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения; R' – минимальный радиус кривизны менисков жидкостей в зоне испарения.

В ТТ классического типа пар и жидкость движутся в противоположных направлениях и при больших скоростях возникает их взаимодействие, приводящее к торможению жидкости и образованию волн. Капли жидкости могут увлекаться паром, что приведет к уменьшению количества жидкости, поступающей к испарителю и к уменьшению передаваемой тепловой мощности.

Таким образом, максимальный тепловой поток, переносимый вдоль трубы, не будет соответствовать тепловому потоку, определяемому по (1.119), а будет меньше на величину, соответствующую количеству жидкости ΔG , которая уносится паром в виде капель. Тогда действительный тепловой поток Q_d , переносимый вдоль трубы, будет

$$Q_k = (G - \Delta G)r. \quad (1.122)$$

Тепловая нагрузка ТТ при известных температурах кипения t_0 и конденсации t_k , а также размерах и форме ТТ может быть определена по выражению

$$Q = (t_0 - t_k) / R(1/F_0 + 1/F_k), \quad (1.123)$$

где F_0 и F_k – площадь поверхности зоны кипения и конденсации соответственно; $R = \delta_{ст} / \lambda_{ст} + \delta_{ф} / \lambda_{ф}$ – термическое сопротивление теплопроводности ТТ. Здесь: $\delta_{ст}$, $\delta_{ф}$ – толщины стенки корпуса и фитиля; $\lambda_{ст}$ и $\lambda_{ф}$ – теплопроводность стенки и эффективная теплопроводность фитиля.

В выражении (1.123) не учитываются потери напора при движении жидкости и пара, а также капиллярные силы. Поэтому необходимо определить значение максимальной теплопередающей способности ТТ по уравнению

$$Q_{\max} = \frac{\pi L}{(L + L_{тр})} \frac{[\Delta p_k^{\max} - \rho_{ж} g (D_{ф} \sin \varphi + L \cos \varphi)]}{\left[\frac{\mu_{ж}}{2K\rho_{ж}(R_{ф}^2 - R_{п}^2)} + \frac{4\mu_{п}}{\rho_{п}R_{п}^4} \right]}, \quad (1.124)$$

а затем сравнить с тепловой мощностью, определенной по выражению (1.123). Если $Q \leq Q_{\max}$, то ТТ будет передавать требуемое количество теплоты Q .

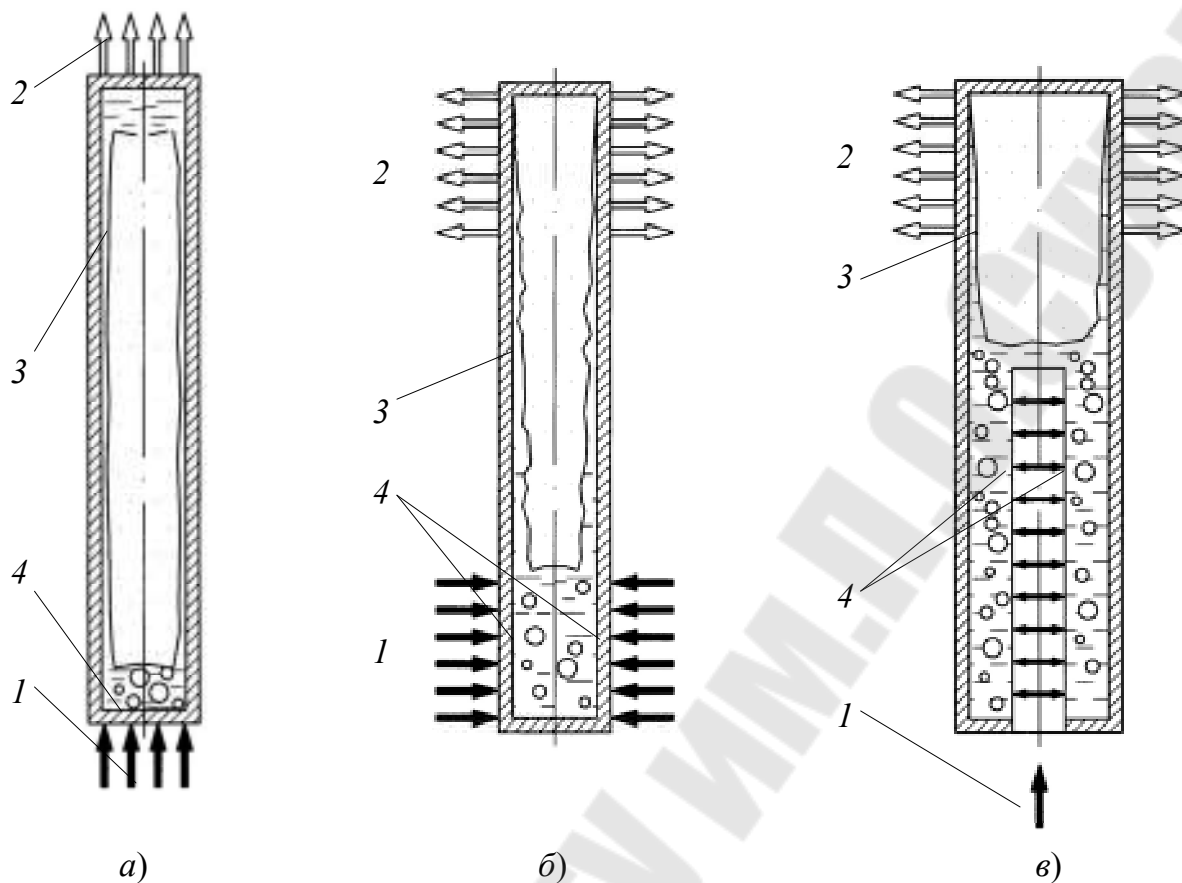


Рис. 1.17. Схемы термосифонов с неорганизованной циркуляцией теплоносителя: а – термосифон с торцевым подводом теплоты; б – термосифон с боковым подводом теплоты; в – термосифон с внутренним подводом теплоты; 1 – подвод теплоты к испарителю; 2 – отвод теплоты от конденсатора; 3 – пленка жидкости; 4 – теплоотдающая поверхность испарителя

Термосифоны, или гравитационные тепловые трубы обычно применяются для передачи тепловой мощности в направлении, противоположном направлению поля тяжести. Непрерывность работы термосифонов обеспечивается течением пленки конденсата по боковым стенкам под действием сил гравитации. Термосифоны применяются в энергетике, холодильной технике, нефтехимической промышленности, для термостабилизации элементов радиоэлектронной аппаратуры. Они представляют собой герметически замкнутый объем, частично заполненный жидкостью (рис. 1.17). Тепловой поток подводится к нижней части термосифона и отводится от верхней части. В зоне подвода теплового потока происходит кипение жидкости; образующиеся пары поднимаются вверх, конденсируются на внутренней поверхности стенки термосифона и образовавшийся конденсат стекает в зону испарения.

В зависимости от способа подвода теплоты термосифоны бывают с торцевым и чаще с боковым подводом.

Стекающая пленка конденсата при работе термосифона создает термическое сопротивление тепловому потоку в радиальном направлении. Увеличение передаваемой мощности приводит к росту толщины пленки и к увеличению термического сопротивления в зоне конденсации. Повысить эффективность теплопередачи возможно, если в термосифон вставить капиллярно-пористый фитиль из спеченного металлического порошка высокой теплопроводности или артерию [9].

1.5. Регенеративные теплообменные аппараты

Регенеративным теплообменным аппаратом называется устройство, в котором теплота от одного теплоносителя к другому передается с помощью подвижной или неподвижной насадки.

Регенеративные теплообменные аппараты (регенераторы) широко применяют в теплоэнергетике и низкотемпературной технике. Основными областями их использования являются металлургическая промышленность, крупные воздуходелительные установки, газовые холодильные машины и др. Устройство регенераторов может быть различным. Например, схема регенераторов воздуходелительной установки представлена на рис. 1.18. Для непрерывной работы необходимо иметь два аппарата, каждый из которых представляет собой цилиндрический кожух, внутри которого находится проницаемая для газов аккумулялирующая теплоту насадка. Горячая среда (прямой поток) проходит через регенератор *I* сверху вниз, где охлаждается в результате отвода теплоты к насадке, при этом последняя нагревается. Время взаимодействия горячей среды с насадкой называется периодом нагрева τ_1 .

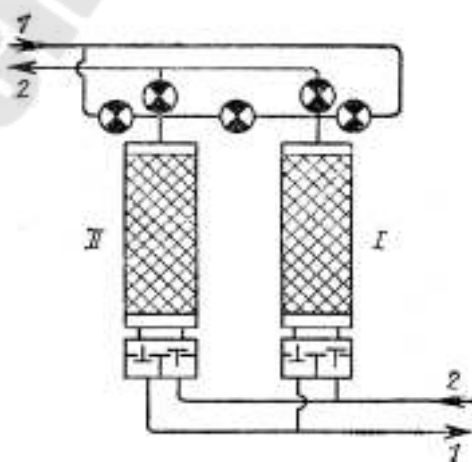


Рис. 1.18 [18]. Регенератор воздуходелительной установки:
I – горячая среда; *2* – холодная среда

В это же время холодная среда (обратный поток) движется в регенераторе *II* снизу вверх и нагревается в результате отвода теплоты от насадки и охлаждения последней (период охлаждения τ_2). Затем с помощью клапанов регенераторы переключаются и горячая среда проходит через регенератор *II*, а холодная – через регенератор *I*. Таким образом достигается непрерывный процесс охлаждения горячей и нагревания холодной среды в установке.

Период работы аппарата, в течении которого через него проходит и горячая, и холодная среда, называется *циклом*. Длительность цикла:

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 .$$

В газовых холодильных машинах (ГХМ) регенератор обычно размещается внутри рабочего объема цилиндра машины (рис. 1.19), где попеременно омывается одним и тем же газом, температура, давление и скорость которого изменяются в течении каждого полуцикла.

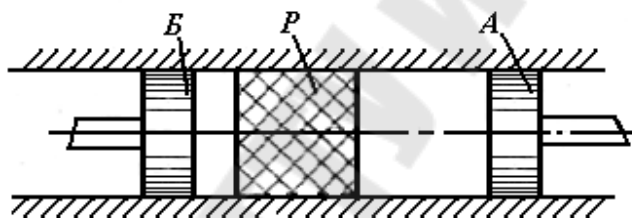


Рис. 1.19 [18]. Схема регенератора ГХМ:
А, Б – поршни; Р – регенератор

Преимущества регенератора в сравнении с рекуперативными теплообменниками – высокая компактность и возможность осуществления в них процессов теплообмена и очистки рабочего тела от примесей.

Основным элементом, определяющим в большой степени эффективность работы регенераторов, является насадка.

В зависимости от назначения установок, в которых применяются регенераторы, могут использоваться различные типы насадок: например, в воздухоразделительных установках (ВРУ) в основном применяют дисковые насадки из алюминиевой гофрированной ленты толщиной 0,45 мм и насыпные из базальта или кварцита в гранулах размером 4–10 мм, в регенераторах ГХМ для получения высокой компактности применяют насадку в виде войлокообразной массы или сетчатую из тонкой медной проволоки диаметром 0,02–0,04 мм.

Компактностью насадки называется отношение площади поверхности ее к занимаемому объему ($\text{м}^2/\text{м}^3$).

В регенераторах, работающих при высокой температуре, в качестве насадки применяются огнеупорные кирпичи; в аппаратах с неподвижным, псевдооживленным или падающим слоем насадку выполняют из колец Рашига, из крошки или шариков размером 6–12 мм, выполненных из каолина, оксидов алюминия, магния и т. д.

В воздухоподогревателях с вращающимся ротором системы «Юнгстрем» насадка выполнена в виде пакета полусфер, расположенных в шахматном порядке (рис. 1.1, ж).

На рис. 1.20 представлены различные типы насадок, а на рис. 1.21 – некоторые типы регенераторов.

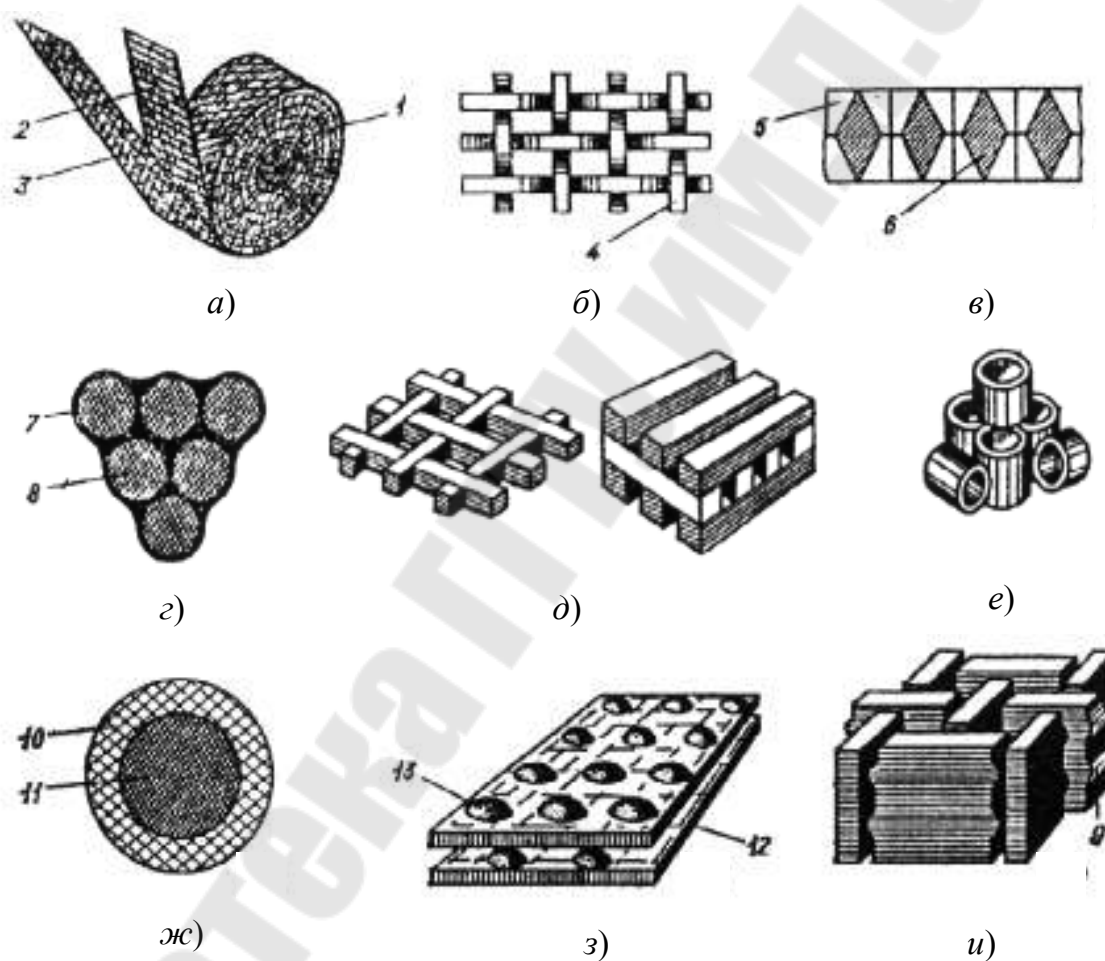


Рис. 1.20 [1]. Типы насадок регенераторов: а – диски из алюминиевой гофрированной ленты; б – сетчатая насадка; в – насадка из пластин с сужающе-расширяющимися каналами; г – шаровая насадка; д – кирпичная насадка с выступами; 1 – диск; 2 – лента; 3 – гофры; 4 – металлическая проволока; 5 – металлическая пластина; 6 – усеченная пирамида; 7 – металлические шары; 8 – поры, заполненные инертным газом; 9 – выступы; 10 – металлическое покрытие; 11 – ядро; 12 – пакет пластин; 13 – двусторонние выпуклости

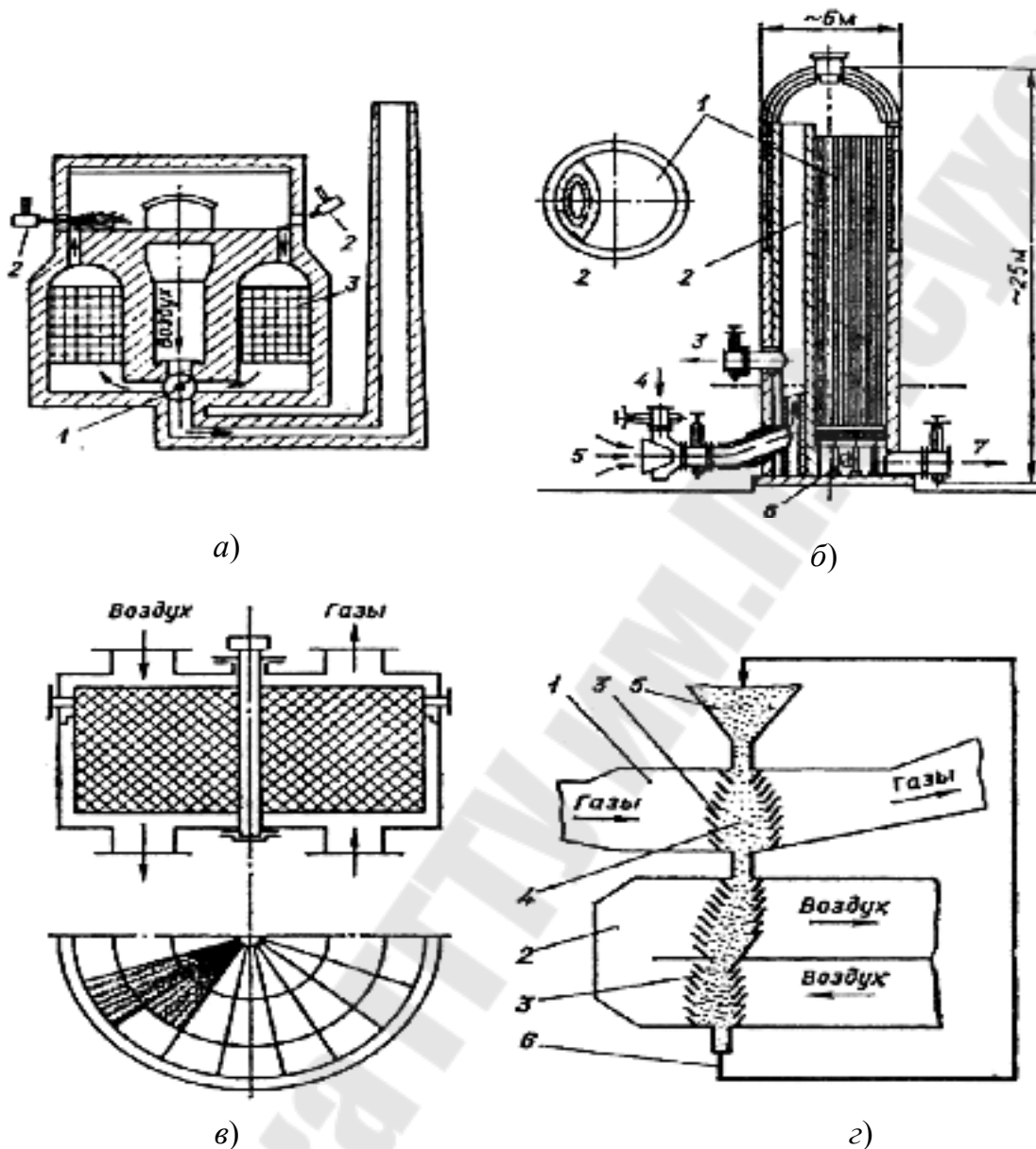


Рис. 1.21 [1]. Некоторые типы регенераторов: а – схема мартеновской печи с регенераторами: 1 – шибер; 2 – горелки; 3 – насадка; б – воздухоподогреватель доменной печи: 1 – теплоаккумулирующая насадка; 2 – камера сгорания; 3 – выход горячего дутья; 4 – вход воздуха в камеру сгорания; 5 – вход горячего газа; 6 – вход холодного дутья; 7 – уходящие газы; в – регенеративный аппарат системы Юнгстрем; г – схема регенератора с падающей насадкой

В зависимости от типа слоя насадки (плотный слой, псевдоожиженный или падающий) при продувании слоя газом частицы или сохраняют контакт между собой или беспорядочно перемещаются в камере, не выходя за ее пределы. Одной из характеристик слоя насадки является порозность ε – отношение объема между частицами ко всему объему слоя.

Для плотных слоев насадки $\varepsilon = 0,35-0,55$; для псевдооживленного ε превышает 0,6.

Процессы теплообмена в аппаратах с псевдооживленным слоем будут рассмотрены ниже.

В регенераторах с неподвижным слоем насадки в отличие от рекуперативных теплообменников температуры теплоносителей и насадки изменяются не только по длине (высоте) аппарата, но и с течением времени. После наступления квазистационарного периодического режима в любом сечении аппарата температуры теплоносителей и насадки изменяются в течении каждого цикла, т. е. в установившемся режиме в каждом сечении регенератора средние температуры теплоносителей и насадки не изменяются во времени.

Для такого режима при приближенном расчете регенератора можно использовать те же уравнения теплового баланса, что и для рекуперативных теплообменников, только их надо относить к средним во времени температурам теплоносителей и насадки [7].

При определении средних температур теплоносителей необходимо учитывать характер изменения их температур и температуры насадки по длине теплообменника, которую можно разбить на четыре зоны (рис. 1.22).

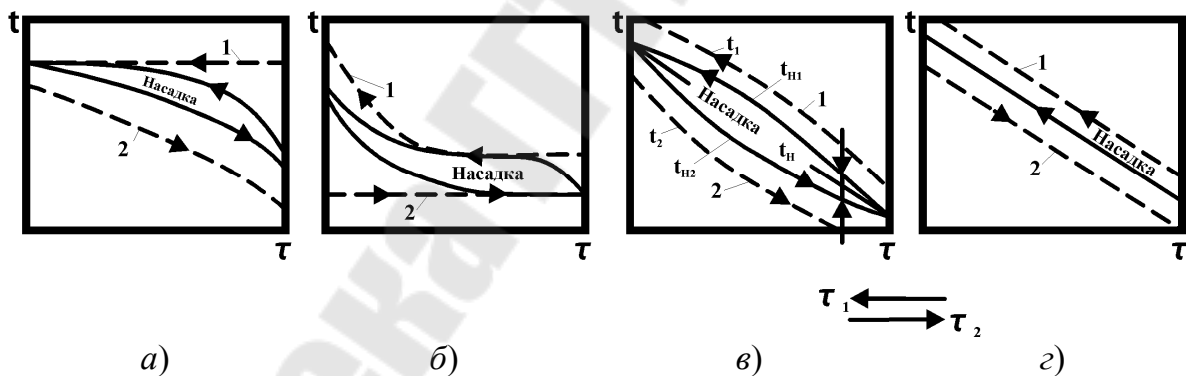


Рис. 1.22 [18]. Характер изменения температуры теплоносителя и насадки за цикл: *a* – на теплом конце регенератора; *б* – на холодном конце; *в* – на некотором расстоянии от теплого и холодного концов; *г* – в середине регенератора; 1 – горячий поток; 2 – холодный поток

На теплом конце регенератора (рис. 1.22, *a*) температура горячей среды постоянна в периоде нагрева насадки, а температура холодного теплоносителя в периоде охлаждения насадки понижается. Для этих периодов $\tau_n = \tau_0 = \tau$ и время цикла $\tau_{ц} = 2\tau$. Температура насадки за время цикла изменяется по замкнутой кривой, которая называется петлей гистерезиса.

На холодном конце аппарата (рис. 1.22, б) температура холодного теплоносителя в течение периода охлаждения насадки постоянна, температура горячего теплоносителя в период нагрева насадки повышается, а температура насадки также описывает замкнутую кривую.

В средней части регенератора (на некотором расстоянии от горячего и холодного концов) характер изменения температур соответствует рис. 1.22, в. Чем дальше от концов тем меньше петля гистерезиса. Когда водяные эквиваленты теплоносителей равны, а длина регенератора и масса насадки достаточно велики, в средней части аппарата условия теплообмена со временем не изменяются, петля гистерезиса отсутствует, а температуры теплоносителей и насадки изменяются по линейному закону (рис. 1.22, з) [7].

В зонах гистерезиса (рис. 1.22, в) средняя температура насадки за весь цикл (t_n) ниже, чем за период нагрева (t_{n1}) и выше, чем за период охлаждения (t_{n2}).

Разность между t_{n1} и t_{n2} называется высотой петли гистерезиса h . Для идеального регенератора при $\tau \rightarrow 0$ и $h \rightarrow 0$ средний температурный напор между теплоносителем и насадкой равен $\Delta t_{cp} / 2$ (рис. 1.23) при длине средней части регенератора L_0 . Для реального регенератора при конечной продолжительности цикла средний температурный напор равен $(\Delta t_{cp} - h_{cp}) / 2$ при длине регенератора L . В данном случае Δt_{cp} — средний по времени и по поверхности температурный напор между теплоносителями.

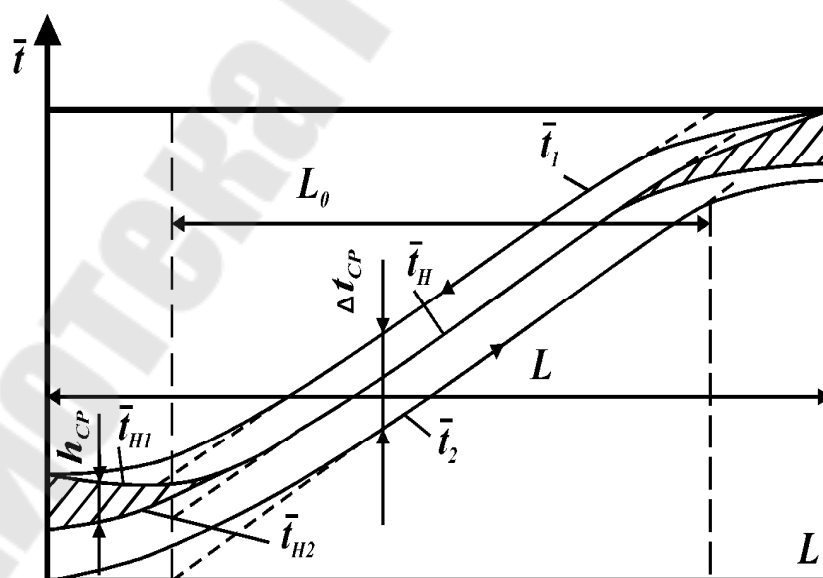


Рис. 1.23 [18]. Характер изменения средних температур теплоносителя и насадки по длине идеального (---) и реального (—) регенераторов

1.5.1. Тепловой расчет регенераторов

Для поверхности насадки площадью dF количество теплоты, передаваемой от горячего теплоносителя к насадке и от насадки к холодному теплоносителю при $\tau_{\text{н}} = \tau_0 = \tau$, будет

$$dQ_{\tau} = \bar{\alpha}_1 dF (\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{н1}}) \tau;$$

$$dQ_{\tau} = \bar{\alpha}_2 dF (\bar{t}_{\text{н2}} - \bar{t}_2) \tau,$$

где $\bar{t}_1, \bar{t}_2, \bar{t}_{\text{н1}}, \bar{t}_{\text{н2}}$ – средние температуры теплоносителей и насадки за время τ на участке dF , °С; $\bar{\alpha}_1$ и $\bar{\alpha}_2$ – средние по времени коэффициенты теплоотдачи, Вт/м² · К.

Уравнение теплопередачи регенератора для площади dF :

$$dQ_{\tau} = \bar{K} dF [(\bar{t}_1 - \bar{t}_2) - \bar{h}] \tau. \quad (1.125)$$

Здесь

$$K = 1 / (1 / \bar{\alpha}_1 + 1 / \bar{\alpha}_2) \text{ и } \bar{h} = \bar{t}_{\text{н1}} - \bar{t}_{\text{н2}}.$$

Для всей поверхности регенератора F :

$$Q_{\tau} = K_{\text{ср}} F (\Delta t_{\text{ср}} - h_{\text{ср}}) \tau \quad (1.126)$$

и площадь поверхности насадки регенератора

$$F = Q / K_{\text{ср}} (\Delta t_{\text{ср}} - h_{\text{ср}}). \quad (1.127)$$

Здесь $Q = Q_{\tau} / \tau$ – средний по времени тепловой поток, Вт; $K_{\text{ср}} = (1/\alpha_{1\text{ср}} + 1/\alpha_{2\text{ср}})^{-1}$ – средний по времени и поверхности коэффициент теплопередачи, Вт/м² · К; $\alpha_{1\text{ср}}$ и $\alpha_{2\text{ср}}$ – средние по времени и по поверхности коэффициенты теплоотдачи, Вт/м² · К; $h_{\text{ср}}$ – средняя по времени и поверхности высота петли гистерезиса, которая представляет собой функцию двух безразмерных параметров: приведенной длины Λ и приведенного времени Π .

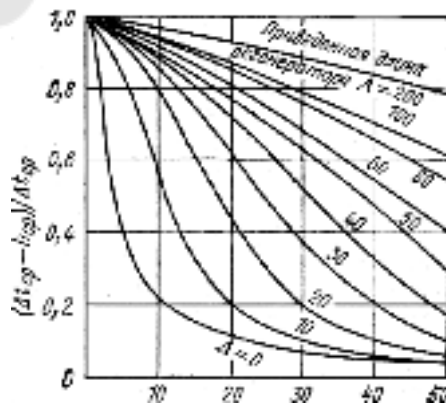


Рис. 1.24 [18]. Зависимость величины гистерезиса Π от Λ

Безразмерные параметры Λ и Π определяются по зависимостям [7]:

$$\Lambda = \alpha_{\text{ср}} F / G c_p; \quad \Pi = \alpha_{\text{ср}} F \tau / M_{\text{н}} C_{\text{н}}, \quad (1.128)$$

где $\alpha_{\text{ср}}$ – средний по времени и поверхности коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к насадке, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$; G и c_p – массовый расход и теплоемкость теплоносителя соответственно, $\text{кг}/\text{с}$ и $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $M_{\text{н}}$ и $C_{\text{н}}$ – масса и теплоемкость насадки регенератора соответственно, кг и $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $\tau = 0,5\tau_{\text{ц}}$ – продолжительность полуцикла, с.

Зависимость отношения $(\Delta t_{\text{ср}} - h_{\text{ср}}) / \Delta t_{\text{ср}}$ от Λ и Π представлена на рис. 1.25. Использование соотношений (1.128) для определения F предполагает применение метода последовательных приближений. При расчете F предварительно находится разность $(\Delta t_{\text{ср}} - h_{\text{ср}})$.

При тепловых расчетах регенераторов пользуются объемными коэффициентами теплоотдачи и теплопередачи:

$$\alpha_v = \alpha S; \quad K_v = K S,$$

где S – площадь поверхности насадки в единице объема ($\text{м}^2/\text{м}^3$).

Приведенные длина и время могут быть выражены соотношениями:

$$\Lambda = \alpha_{\text{вср}} V / G c_p; \quad \Pi = \alpha_{\text{вср}} V \tau / M_{\text{н}} C_{\text{н}}. \quad (1.129)$$

Средний по объему и времени коэффициент теплопередачи может быть определен по формуле

$$K_{\text{вср}} = 1 / (1 / \alpha_{\text{вср1}} + 1 / \alpha_{\text{вср2}}). \quad (1.130)$$

Объемный коэффициент теплоотдачи можно определить по выражению

$$\text{Nu}_{\text{вср}} = \alpha_{\text{вср}} d_{\text{эк}}^2 / \lambda, \quad (1.131)$$

где $d_{\text{эк}}$ – эквивалентный диаметр насадки, м; λ – теплопроводность теплоносителя, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

Для определения Nu_v в насадках различного типа можно использовать выражения, приводимые в [7].

Так, например, для насадки из гофрированной ленты с продольными прорезями модифицированный критерий Нуссельта Nu_v при $\text{Re} = 60\text{--}700$ можно определить по выражению

$$\text{Nu}_v = 2,36 \text{Re}^{0,76} \left(\frac{\epsilon}{d_{\text{эк}}} \right)^{-m} \left(\frac{\delta}{\delta_0} \right)^{-0,392} \left(1 + \frac{d_{\text{эк}} \cos \beta}{t} \right) \left(\frac{1}{n_{\text{тр}} \cos \beta} \right)^{-0,187} \frac{t}{t_0},$$

где B – высота диска, из гофроленты; β – угол рифления; $t_0 = 3,14$ мм – эталонный шаг рифления; $\delta_0 = 0,44$ – эталонная толщина ленты; $m = 0,75 + 7,05 / B$; $n_{пр}$ – число продольных прерывистых прорезей в ленте по высоте диска.

Для насыпной насадки:

$$Nu_v = 0,3 Re^{0,8} \varepsilon_H^{0,75}. \quad (1.132)$$

Критерий Рейнольдса $Re = w_\phi d_{эк} / V$ определяется по скорости фильтрации $w_\phi = w \varepsilon_H$, где w – скорость теплоносителя, отнесенная к полному сечению насадки; ε_H – удельный свободный объем (порозность), m^3/m^3 . Для насыпных насадок $\varepsilon_H = \text{const} \approx 0,43$ [7].

Скорость фильтрации и диаметр регенератора связаны соотношением

$$D = 1,13 \sqrt{G / \rho w_\phi \varepsilon_H}. \quad (1.133)$$

Тепловая мощность регенератора связана с его объемом соотношением

$$Q = K_{вср} V (\Delta t_{ср} - h_{ср}). \quad (1.134)$$

Довольно часто применяют методику теплового расчета регенераторов, основанную на понятиях идеального и реального процессов теплообмена в регенераторе и его термического КПД. При такой методике рассматривается максимальное количество теплоты, переданное в регенераторе в идеальном процессе, когда температура холодного теплоносителя на выходе и горячего на входе равны, т. е. $t_2'' = t_1'$:

$$Q_{ид} = G_2 c_{p2} (t_1' - t_2'). \quad (1.135)$$

Количество теплоты, передаваемой в регенераторе в реальном процессе:

$$Q = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'). \quad (1.136)$$

Отношение этих величин $Q/Q_{ид} = \eta$ – называется термическим КПД регенератора, а разность температур в реальном процессе $t_1' - t_2'' = \Delta t_{нед}$ называется недорекуперацией.

Относительная недорекуперация:

$$\delta t_{нед} = \frac{\Delta t_{нед}}{t_1' - t_2'} = \frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'}. \quad (1.137)$$

Когда водяные эквиваленты теплоносителей равны:

$$\eta = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \delta t_{\text{нед}} = \frac{\Delta t_{\text{нед}}}{t_1' - t_2'} = \frac{Q_{\text{пр}} - Q}{Q_{\text{пр}}} = 1 - \eta. \quad (1.138)$$

Методика теплового расчета регенераторов, основанная на использовании теплоты недорекуперации и термического КПД, достаточно хорошо описана в специальной литературе.

1.6. Теплообменные аппараты с псевдооживленным слоем

Для интенсификации процессов тепломассообмена в процессах сушки, катализа, адсорбции, нагрева, обжига и т. д. широкое распространение получили аппараты с псевдооживленным или кипящим слоем, в которых твердые частицы становятся подвижными относительно друг друга за счет обмена энергией с движущимся потоком газа. При осуществлении таких процессов частицы находятся в восходящем потоке газа как бы в кипящем, или псевдооживленном, состоянии.

Принцип образования псевдооживленного слоя следующий: при небольших скоростях газа слой твердых частиц находится в неподвижном состоянии (рис. 1.25, а).

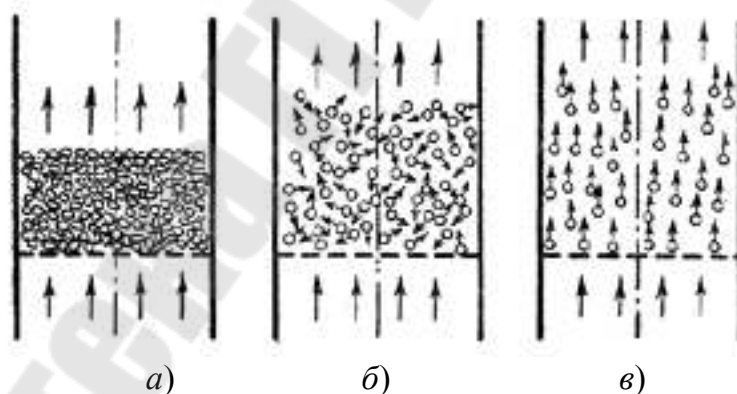


Рис. 1.25 [1]. Движение газа в слое твердых частиц: а – неподвижный слой; б – кипящий (псевдооживленный) слой; в – унос твердых частиц газом

С увеличением скорости газа высота слоя частиц начинает расти, слой как бы набухает или вспучивается. Когда скорость газа достигает критической величины, при которой сопротивление слоя становится равным его весу, слой частиц приобретает текучесть и переходит в псевдооживленное состояние. Твердые частицы движутся в потоке газа, весь слой напоминает кипящую жидкость и имеет резко

выраженную границу, отделяющую его от газа, прошедшего слой (рис. 1.25, б). При увеличении скорости газа, проходящего через опорную решетку, до некоторой новой критической величины, когда сила гидравлического сопротивления частиц становится равной их весу, твердые частицы начинают уноситься потоком газа (рис. 1.25, в).

Изменение сопротивления слоя частиц аппарата в зависимости от скорости потока w_0 представлено на рис. 1.26.

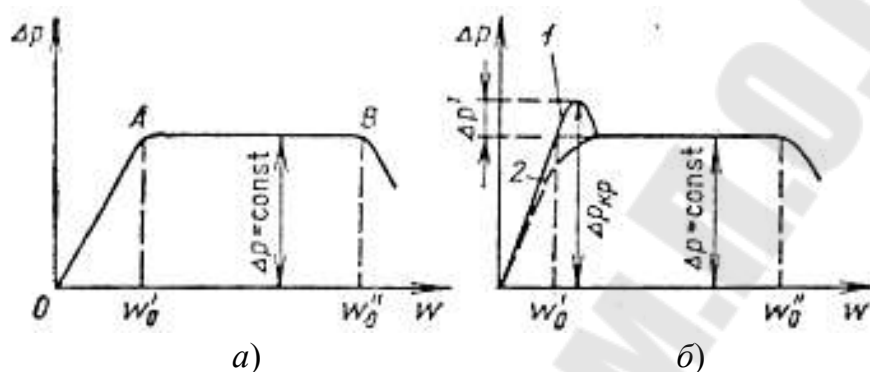


Рис. 1.26 [1]. Изменение перепада давления в слое зернистого материала в зависимости от w_0 : а – кривая идеального псевдооживления; б – кривая псевдооживления в реальных условиях (1) и кривая идеального псевдооживления (2)

Участок ОА соответствует движению газа через неподвижный слой материала. Точка А (при $w_0 = w_0'$) соответствует скорости начала псевдооживления w_0' ; горизонтальный участок АВ соответствует псевдооживленному состоянию, когда силы давления потока газа на слой частиц и силы, соответствующие весу частиц, равны. На участке АВ сопротивление слоя частиц остается постоянным, т. е. $\Delta p = \text{const}$. Точка В соответствует скорости начала уноса частиц w_0'' . При скорости потока газа $w_0 > w_0''$ частицы выносятся из слоя и сопротивление его уменьшается.

В реальных условиях кривая псевдооживления (рис. 1.26, б) отличается от идеальной тем, что при $w_0 > w_0'$ сопротивление Δp продолжает расти, давление газа достигает максимального значения $\Delta p_{\text{кр}}$, которое равно весу материала и некоторому перепаду Δp^1 , представляющего собой затраты энергии на отрыв частиц друг от друга и преодоление сил их трения о стенку. После перехода слоя в псевдооживленное состояние сопротивление его падает до характерного $\Delta p = \text{const}$.

Отношение рабочей скорости w_0 к скорости псевдооживления w_0' называется числом псевдооживления w и характеризует интенсивность перемешивания частиц в псевдооживленном слое:

$$w = w_0 / w_0' \quad (1.139)$$

При дальнейшем возрастании w_0 слой частиц становится неоднородным, происходит прорыв крупных пузырей газа через слой и частицы начинают интенсивно выбрасываться из слоя (рис. 1.27, а). Кроме того, пузыри газа могут увеличиваться в объеме, заполняя все сечения аппарата; это режим поршневого псевдооживления слоя (рис. 1.27, б). При таком режиме происходит большой выброс твердых частиц слоя и он является нежелательным, т. к. приводит к резким колебаниям сопротивления псевдооживленного слоя и ухудшению равномерности контакта между газом и твердыми частицами.

Сопротивление слоя можно выразить формулой

$$\Delta p = G_{\text{сл}} \cdot F = (\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}})(1 - \varepsilon_0)gH, \quad (1.140)$$

где $\rho_{\text{т}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – плотность твердых частиц и среды, кг/м^3 ; $G_{\text{сл}}$ – вес материала в слое, кг ; F – площадь поперечного сечения аппарата, м^2 ; ε_0 – порозность неподвижного слоя (свободный объем); H – высота слоя, м .

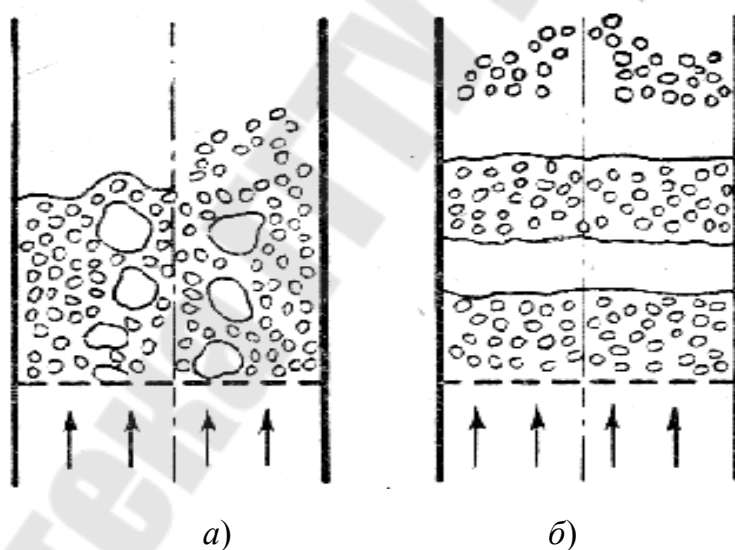


Рис. 1.27 [1]. Неравномерное псевдооживление: а – прорыв газовых пузырей; б – поршневое псевдооживление

На практике пользуются универсальной полуэмпирической формулой, которая позволяет определить сопротивление слоя в широком интервале значений Re :

$$\Delta p = \left[150 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu_{\text{ж}} w_0}{d^2} + 1,75 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^2} \frac{\rho_{\text{ж}} w_0^2}{d} \right] H. \quad (1.141)$$

Здесь: ε – порозность слоя; d – диаметр частиц (для частиц несферической формы $d = d_s / \sqrt{\varphi_c}$), м; φ_c – коэффициент сферичности; d_s – эквивалентный диаметр частиц, м.

Порозность псевдооживленного слоя можно представить уравнением

$$\varepsilon = 1 - \frac{H_0}{H}(1 - \varepsilon_0) = 1 - \frac{1 - \varepsilon_0}{K}, \quad (1.142)$$

где $K = H / H_0$ – отношение, показывающее, во сколько раз объем псевдооживленного слоя больше объема неподвижного слоя; K называется коэффициентом расширения слоя.

Скорость начала псевдооживления w_0' можно определить по $Re'_0 = w_0'd / \nu_{ж}$ из уравнения

$$Ar = 150 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3} Re' + \frac{1,75}{\varepsilon_0^3} (Re'_0)^2. \quad (1.143)$$

Отсюда

$$Re'_0 = \frac{Ar}{150(1 - \varepsilon_0) / \varepsilon_0^3 + \sqrt{1,75Ar / \varepsilon_0^3}}. \quad (1.144)$$

Здесь $Ar = gd^3 (\rho_{г} - \rho_{ж}) / (\rho_{ж} \nu_{ж}^2)$ – число Архимеда.

Так как скорость начала уноса частиц из псевдооживленного слоя w_0'' не поддается точному расчету, то для приближенного определения ее принимают равной скорости витания (осаждения) одиночной частицы:

$$Re_0'' = Re_{\text{вит}} = \frac{w_0'' d}{\nu_{ж}} = \sqrt{\left(\frac{4}{3}\zeta\right) Ar}. \quad (1.145)$$

Здесь ζ – коэффициент лобового сопротивления частицы, соответствующий различным режимам движения.

Для приближенного определения w_0 при всех режимах движения применяется универсальная формула Годеса:

$$Re = Ar / (18 + 0,61\sqrt{Ar}). \quad (1.146)$$

Расчет теплообменников с псевдооживленным слоем ведут по методике, применяемой при расчете рекуперативных теплообменников.

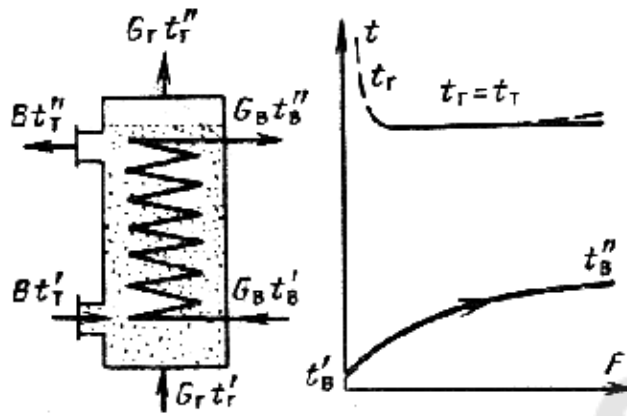


Рис. 1.28 [18]. Схема теплообменника с псевдооживленным слоем (а) и изменение температур газа, слоя и нагреваемого теплоносителя (б)

Уравнение теплового баланса теплообменника при отсутствии потерь в окружающую среду и при условии, что температура материала слоя постоянна по объему слоя (установившийся режим работы), будет

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'). \quad (1.147)$$

Поверхность теплообмена F определяется из основного уравнения теплопередачи $Q = KF\Delta t_{cp}$.

Коэффициент теплопередачи:

$$K = (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)^{-1}, \quad (1.148)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от псевдооживленного слоя к поверхности теплообмена, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$; α_2 – коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообмена к нагреваемому теплоносителю, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$; δ и λ – соответственно толщина и теплопроводность поверхности теплообмена соответственно, м и $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_{л}$.

Для незагрязненных частиц слоя конвективный коэффициент теплоотдачи α_k определяется по формуле

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_k d_э}{\lambda_{ж}} = 2,15 \left(\frac{w_0 d_э}{\nu_{ж}} \right)^{0,391} \left[\frac{\varepsilon^2}{(1-\varepsilon)^2} \right]^{-0,61}; \quad (1.149)$$

для загрязненных частиц:

$$\text{Nu} = 2,21 \left(\frac{w_0 d_э}{\nu_{ж}} \right)^{0,547} \left[\frac{\varepsilon^2}{(1-\varepsilon)^2} \right]^{-0,453}. \quad (1.150)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$ определяется по формуле

$$\alpha_{\text{л}} = 4,9\varepsilon_{\text{пр}} \frac{T_{\text{м}}^4 - T_1^4}{T_{\text{м}} - T_1}, \quad (1.151)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты системы; $T_{\text{м}}$ – температура слоя материала, К; T_1 – средняя температура теплоносителя (газа), К.

Коэффициент теплопередачи в аппаратах с кипящим слоем имеет более высокое значение по сравнению с газовыми трубчатыми рекуперативными теплообменниками, особенно при высоких температурах псевдооживленного слоя, т. к. в этом случае, кроме конвекции, значительное количество теплоты передается излучением.

Коэффициент теплоотдачи α_2 и средний температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$ определяются по известным зависимостям.

1.7. Смесительные теплообменники

Широкое применение в различных отраслях промышленности получили теплообменные аппараты с непосредственным контактом газообразного и жидкого теплоносителей (смесительные теплообменники). По принципу работы это в большинстве своем аппараты непрерывного действия. Они используются для нагревания, охлаждения, увлажнения, осушки газов, ректификации, адсорбции и т. д. Преимуществами смесительных теплообменников являются простота конструкции, высокие коэффициенты тепломассообмена, большие объемные расходы газообразного теплоносителя, развитые поверхности контакта фаз и др.

Непосредственный контакт газа и жидкости в смесительных теплообменниках приводит к протеканию не только теплообменных процессов, но и массообменных. Наиболее распространенной парой теплоносителей является воздух–вода и поэтому для проведения теплотехнических расчетов процессов, протекающих в смесительных теплообменниках с участием влажного воздуха, проводят с помощью $H-d$ диаграммы.

При определении количественных характеристик влажного воздуха водяной пар считается идеальным газом, смесь сухого воздуха и водяного пара – подчиняющейся уравнениям идеального газа, а состояние пара во влажном воздухе – зависящим только от температуры.

1.7.1. Физические свойства влажного воздуха

Основными характеристиками влажного воздуха являются:

1. Абсолютная влажность D – это количество водяных паров, содержащихся в 1 м^3 влажного воздуха. Абсолютная влажность численно равна плотности пара, т. е. $D = \rho_{\text{п}}$.

2. Относительная влажность воздуха φ выражается отношением абсолютной влажности D к максимально возможной его влажности при том же давлении и температуре или отношением массы водяного пара, заключенной в 1 м^3 влажного воздуха, к массе водяного пара, необходимой для полного насыщения 1 м^3 влажного воздуха при тех же давлении и температуре.

$$\varphi = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{н}} = p_{\text{п}} / p_{\text{н}}, \quad (1.152)$$

где $p_{\text{п}}$ – парциальное давление пара во влажном воздухе, соответствующее его плотности $\rho_{\text{п}}$, Па; $p_{\text{н}}$ – давление насыщенного пара при той же температуре, Па; $\rho_{\text{н}}$ – максимально возможное количество пара в 1 м^3 насыщенного влажного воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Плотность влажного воздуха ρ :

$$\rho = \rho_{\text{п}} + \rho_{\text{с.в}}, \quad (1.153)$$

где $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{с.в}}$ – плотность водяного пара и сухого воздуха соответственно, $\text{кг}/\text{м}^3$.

$$\rho_{\text{п}} = \varphi \rho_{\text{н}}; \rho_{\text{с.в}} = p_{\text{с.в}} / R_{\text{с.в}} T, \quad (1.154)$$

где $p_{\text{с.в}}$ – парциальное давление сухого воздуха, Па; $R_{\text{с.в}}$ – газовая постоянная сухого воздуха, $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$.

3. Влажосодержание воздуха d , выраженное в граммах водяного пара на 1 кг сухого воздуха:

$$d = (\rho_{\text{п}} / \rho_{\text{с.в}}) \cdot 1000 \quad (1.155)$$

или

$$d = 622(p_{\text{п}} / p_{\text{с.в}}) = 622\varphi p_{\text{н}} / (B - \varphi p_{\text{н}}), \quad (1.156)$$

где B – барометрическое давление влажного воздуха, Па.

Максимально возможное содержание влаги в воздухе при $\varphi = 1$:

$$d_{\text{max}} = d_{\text{н}} = 622 p_{\text{н}} / (B - p_{\text{н}}). \quad (1.157)$$

Парциальное давление паров $p_{\text{п}}$ и сухого воздуха $p_{\text{с.в}}$ можно определить по формулам:

$$p_{\text{H}} = Bd / (622 + d); \quad p_{\text{с.в}} = 622B / (622 + d). \quad (1.158)$$

Влагосодержание влажного воздуха x , выраженное в килограммах водяного пара на 1 кг сухого воздуха:

$$x = 0,622 p_{\text{п}} / p_{\text{с.в}} = 0,622 \varphi p_{\text{п}} / (B - \varphi p_{\text{п}}). \quad (1.159)$$

4. Энтальпия влажного воздуха H равна сумме энтальпий водяного пара и сухого воздуха:

$$H = x h_{\text{п}} + c_{\text{с.в}} t, \quad (1.160)$$

где $c_{\text{с.в}}$ – удельная теплоемкость сухого воздуха, кДж/кг · К; t – температура воздуха, °С; $h_{\text{п}}$ – энтальпия пара, кДж/кг · К.

Энтальпия 1 кг водяного пара определяется по эмпирической формуле

$$h_{\text{п}} = h_0 + c_{\text{п}} t = (2493 + 1,97)t, \quad (1.161)$$

где $h_0 = 2493$ – энтальпия пара при 0° С, кДж/кг; $c_{\text{п}} = 1,97$ – удельная теплоемкость пара, кДж/кг · К.

Подставив значения $h_{\text{п}}$ в выражение (1.160) и принимая удельную теплоемкость сухого воздуха постоянной и равной 1,0 кДж / (кг · К) найдем энтальпию влажного воздуха:

$$H = t + x(2493 + 1,97t) = t + 0,001d(2493 + 1,97t). \quad (1.162)$$

1.7.2. Изображение основных процессов во влажном воздухе на $H-d$ диаграмме

Процессы теплообмена в теплоэнергетических установках и аппаратах сопровождаются, как правило, нагреванием или охлаждением в рекуперативных теплообменниках, увлажнением или осушением воздуха в смесительных аппаратах.

Иногда эти процессы протекают при смешении воздуха с различными параметрами.

Процесс нагревания или охлаждения воздуха в рекуперативном теплообменнике (калорифере) сопровождается изменением его температуры, энтальпии и относительной влажности без изменения влагосодержания, т. е. процесс идет при $d = \text{const}$.

На $H-d$ диаграмме (рис. 1.29) процесс нагревания воздуха изображается вертикалью, проведенной вверх от точки A , характеризующей начальное состояние воздуха до точки B , соответствующей его конечному состоянию при нагреве до заданной температуры t_1 .

Парциальное давление насыщенного пара p_n возрастает, относительная влажность φ снижается.

Охлаждение воздуха в рекуперативных теплообменниках также происходит при $d = \text{const}$ и на $H-d$ диаграмме этот процесс изображается вертикалью BA .

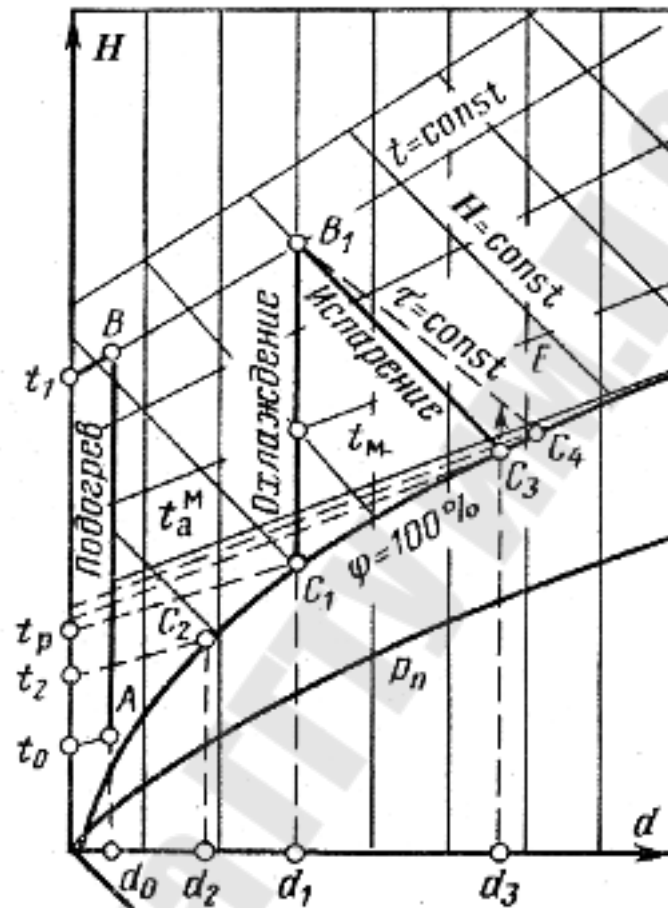


Рис. 1.29 [1]. Изображение основных процессов в $H-d$ диаграмме

Если охлаждение воздуха продолжить до пересечения вертикали с линией $\varphi = 100\%$ (точка C_1 процесса B_1C_1), то такое состояние будет соответствовать насыщенному воздуху, а температура будет называться температурой точки росы t_p . Охлаждение воздуха ниже t_p приведет к конденсации водяного пара и выпадению влаги, т. е. начнется осушение воздуха. Процесс осушения влажного воздуха изображается линией C_1C_2 , совпадающей с $\varphi = 100\%$. Количество выпавшей влаги будет выражаться разностью влагосодержаний в начале и конце процесса ($d_1 - d_2$).

Адиабатное охлаждение воздуха происходит в том случае, когда вся теплота, необходимая для испарения влаги, поступает из воздуха.

Процесс испарения (или сушки) при этом происходит по адиабате. Воздух, отдавая теплоту, охлаждается и увлажняется, в результате чего увеличивается его влагосодержание d и относительная влажность φ . Температура испаряющейся влаги постепенно устанавливается постоянной и называется температурой мокрого термометра t_m . Температура мокрого термометра является температурой воздуха, соответствующей его насыщению в адиабатных условиях, поэтому ее еще называют переделом адиабатного охлаждения воздуха.

При расчете установок кондиционирования воздуха и сушильных установок, использующих принцип многократной циркуляции, когда свежий воздух смешивается с некоторой частью отработавшего воздуха и эта смесь вновь поступает в аппарат, необходимо знание процессов смешения и определения параметров смеси влажного воздуха.

На рис. 1.30 показано смешение воздуха с различными параметрами. Воздух с параметром d_1 и H_1 (точка A), масса которого G_1 смешивается с воздухом в состоянии B , массой G_2 и параметрами H_2, d_2 . Уравнение теплового баланса процесса смешения можно записать:

$$G_1 H_1 + G_2 H_2 = (G_1 + G_2) H_{\text{см}}. \quad (1.163)$$

Отношение $G_2/G_1 = K$ и называется кратностью смешения или коэффициентом рециркуляции; это отношение количества воздуха с большим влагосодержанием к количеству воздуха с меньшим влагосодержанием.

Из уравнения (1.163) можно получить:

$$H_{\text{см}} = \frac{H_1 + H_2 K}{1 + K}. \quad (1.164)$$

Из уравнения материального баланса процесса смешения влажного воздуха следует:

$$G_1 d_1 + G_2 d_2 = (G_1 + G_2) d_{\text{см}}. \quad (1.165)$$

Можно получить выражение для определения влагосодержания смеси $d_{\text{см}}$:

$$d_{\text{см}} = \frac{d_1 + d_2 K}{1 + K} \quad (1.166)$$

Точка C , характеризующая параметры смеси $d_{\text{см}}, H_{\text{см}}$, делит прямую AB на отрезки, отношение которых равно K и лежит тем ближе к точке A , чем меньше K , т. е. $K = (d_{\text{см}} - d_1)/(d_2 - d_{\text{см}}) = AC/CB$.

Если точка, определяющая состояние смеси окажется ниже кривой насыщения (точка C_1), то это говорит о конденсации водяных паров при смешении. Точка C_1 соответствует состоянию пересыщенного воздуха (воздух имеет влагу в капельном состоянии). Действительное состояние смеси определяется точкой C_2 , лежащей на пересечении $\varphi = 100\%$ и $H_{c1} = \text{const}$, т. к. капельная влага имеет ту же температуру, что и смесь, а ее энтальпия мала по сравнению с энтальпией влажного воздуха. Количество влаги, находящейся в смеси в капельном состоянии, выражается разностью влагосодержаний в точках C_1 и C_2 .

1.7.3. Процессы теплообмена в смесительных теплообменниках

В смесительных теплообменниках, как уже отмечалось, в зависимости от условий процесса теплообмена, происходит осушение или увлажнение воздуха. Кроме того, температура воды изменяется непропорционально количеству теплоты, отданной или полученной воздухом, потому что часть этой теплоты затрачивается на испарение воды или конденсацию паров. Все эти обстоятельства необходимо учитывать при составлении теплового баланса смесительного теплообменника.

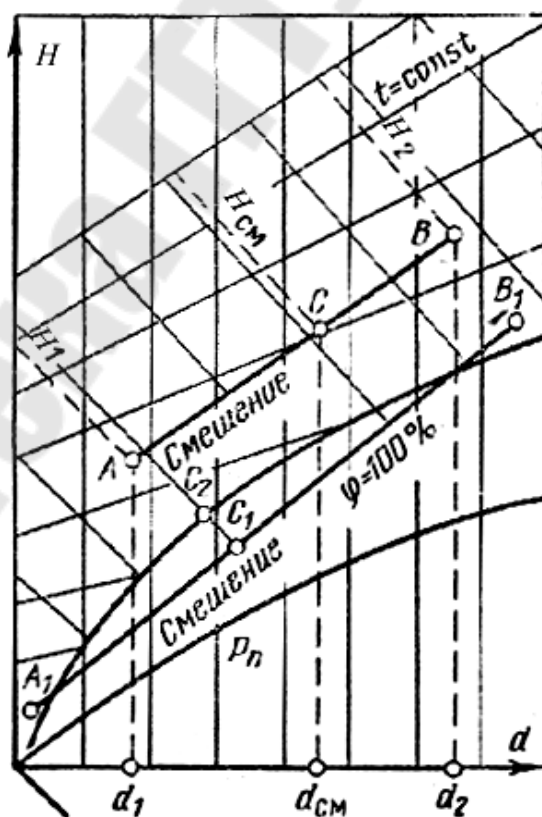


Рис. 1.30 [1]. Смешение воздуха различных параметров

Например, для скруббера (рис. 1.31) уравнение теплового баланса при противоточном движении воды и воздуха можно записать в следующем виде [3]:

$$G_1 H_1 + W c_B t_2' = (G \mp \Delta W) H_2 + (W \pm \Delta W) t_2'' c_B, \quad (1.167)$$

где ΔW – количество влаги, сконденсировавшейся из воздуха или испарившейся из воды; H_1 и H_2 – энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из скруббера; G – количество поступающего воздуха; W – количество воды, поступающей в скруббер. Так как $\Delta W \ll W$, то величину ΔW обычно не учитывают.

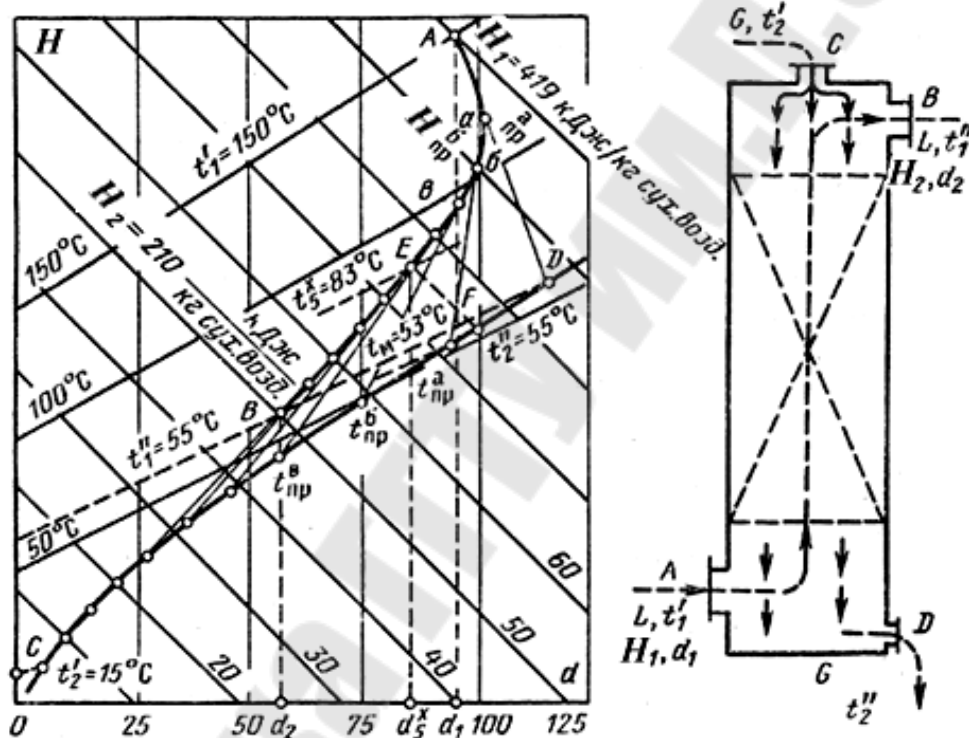


Рис. 1.31 [1]. Процессы тепло- и массообмена между воздухом и водой в скруббере на $H-d$ диаграмме

Процесс тепломассообмена между влажным воздухом и водой в диаграмме $H-d$ представляют как смешение свежего воздуха, поступающего в аппарат на обработку, и воздуха, насыщенного влагой в пограничном слое воды, поступающей в аппарат и имеющего температуру воды и относительную влажность $\varphi = 100\%$.

Построение процесса обработки воздуха в скруббере строится по ступеням, условно разбивая все его пространства на n участков по вертикали (рис. 1.32), тем самым разбивая весь перепад энтальпий ($H_1 - H_2$) также на n участков.

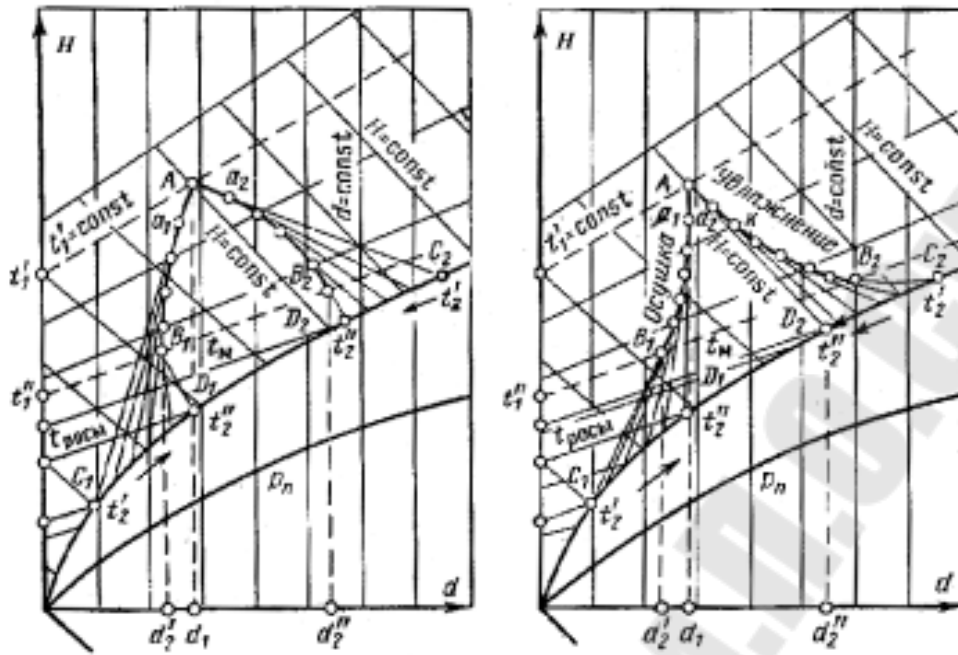


Рис. 1.32 [1]. Процессы тепло- и массообмена между воздухом и водой в скруббере при прямотоке (а) и противотоке (б)

На диаграмме наносятся: точка A с начальными параметрами воздуха H_1 и t_1' и точки C и D , соответствующие начальной t_2' и конечной t_2'' температурами воды и относительной влажности $\varphi = 100\%$.

От сечения к сечению происходит изменение параметров воды и влажного воздуха и если взять достаточно большое количество участков, то можно получить плавную кривую процесса тепломассообмена между водой и воздухом.

При противоточной схеме движения воды и воздуха (в данном случае происходит осушка воздуха), представленной на рис. 1.32, изменение энтальпии на каждом участке будет равно ΔH и полный перепад энтальпий будет $(H_1 - H_2) = n\Delta H$. Значение энтальпий в каждом сечении можно определить следующим образом: в сечении $a-a$ $H_a = H_1 - \Delta H$, в сечении $b-b$ $H_b = H_1 - 2\Delta H$, в сечении $в-в$ $H_в = H_1 - 3\Delta H$ и т. д. В i -м сечении $H_i = H_1 - i\Delta H$.

Для каждого участка скруббера можно записать уравнение теплового баланса в следующем виде [3]:

– для сечения $a-a$:

$$GH_1 + Wc_6t_2^a = GH_a + Wc_6t_2''; \quad (1.168)$$

– для сечения $b-b$:

$$GH_a + Wc_g t_2^{\bar{o}} = GH_{\bar{o}} + Wt_2^a c_g, \quad (1.169)$$

откуда

$$t_2^a = t_2'' - G\Delta H / Wc_g; \quad (1.170)$$

$$t_2^{\bar{o}} = t_2^a - G\Delta H / Wc_g. \quad (1.171)$$

Аналогичные уравнения можно составить для последующих участков и определить температуры воды в каждом промежуточном сечении.

Процесс осушки воздуха при противотоке строится следующим образом. Точка *A*, соответствующая начальным параметрам воздуха, соединяется с точкой *D*, которая определяет конечные параметры воды и является пересечением изотермы t_2'' и относительной влажности $\varphi = 100\%$. Пересечение прямой *AD* и линии $H_a = \text{const}$ даст точку *a*, которая соответствует параметрам воздуха в сечении *a-a*. Точка \bar{b} , характеризующая параметры воздуха в сечении $\bar{b}-\bar{b}$, является пересечением прямой, соединяющей точку *a* и точку пересечения изотермы t_2^a с $\varphi = 100\%$, и линии $H_{\bar{o}} = \text{const}$.

Для получения последующих точек процесса осушки воздуха рассуждения аналогичны.

Построения процессов увлажнения воздуха при противотоке и увлажнения (осушки) воздуха при прямотоке аналогично описанному выше. Например, для прямоточных схем движения воды и воздуха уравнения для определения температур воздуха в рассматриваемых сечениях будут

$$t_2^a = t_2' + G\Delta H / Wc_g; \quad (1.172)$$

$$t_2^{\bar{o}} = t_2^a + G\Delta H / Wc_g. \quad (1.173)$$

Определение температур воздуха в последующих сечениях производится аналогичным способом.

Средняя разность температур в смесительных теплообменниках определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = 1 / \sum \frac{b}{\Delta t_{\text{пр}}}, \quad (1.174)$$

где *b* – отношение изменения температуры воздуха в ступени к полному изменению его температуры в смесительном теплообменнике; $\Delta t_{\text{пр}}$ – разность температур воды и воздуха для одной ступени.

1.7.4. Типы смесительных теплообменников

В различных отраслях промышленности широкое применение нашли теплообменные аппараты контактного типа, в которых тепло-массообмен между теплоносителями происходит при их непосредственном смешении. Аппараты такого типа применяются для утилизации теплоты отходящих газов, для очистки воздуха или газов, в системах кондиционирования воздуха, для выпаривания растворов и т. д.

По принципу действия это, как правило, аппараты непрерывного действия.

По своему назначению смесительные теплообменники можно разделить на кондиционеры, скрубберы полые, насадочные и с псевдооживленной насадкой, барботажные и тарельчатые колонны, трубы Вентури и др.

Рассмотрим более подробно некоторые типы смесительных теплообменников (рис. 1.33).

Полые, или безнасадочные, камеры применяют в системах кондиционирования воздуха для его термовлажностной обработки. В таких камерах распыление воды в воздушную среду осуществляется форсунками и контакт между водой и воздухом происходит на поверхности образующихся капель.

Каскадные аппараты, внутри которых устанавливаются горизонтальные либо наклонные полки, по которым жидкость стекает сверху вниз под действием сил тяжести.

Пенные смесительные теплообменники применяются для очистки газов от плохо смачиваемой пыли. Скорость газа, набегающего на решетку, составляет 2–2,5 м/с. В таких аппаратах подвод газа вверх и слив жидкости вниз осуществляется через одни и те же отверстия в решетках.

Полые скрубберы, получившие наибольшее распространение среди смесительных теплообменников, предназначены для термовлажностной обработки и очистки газов. Они могут работать с полным или частичным испарением орошающей жидкости. Полые скрубберы представляют собой колонны круглого или прямоугольного сечения. Орошающая жидкость подается сверху, дробится на капли механическими форсунками, а обрабатываемый газ со скоростью 0,7–1,5 м/с направляется, как правило, снизу вверх. При установке каплеуловительных устройств скорость газа может достигать 8 м/с в пересчете на полное поперечное сечение аппарата.

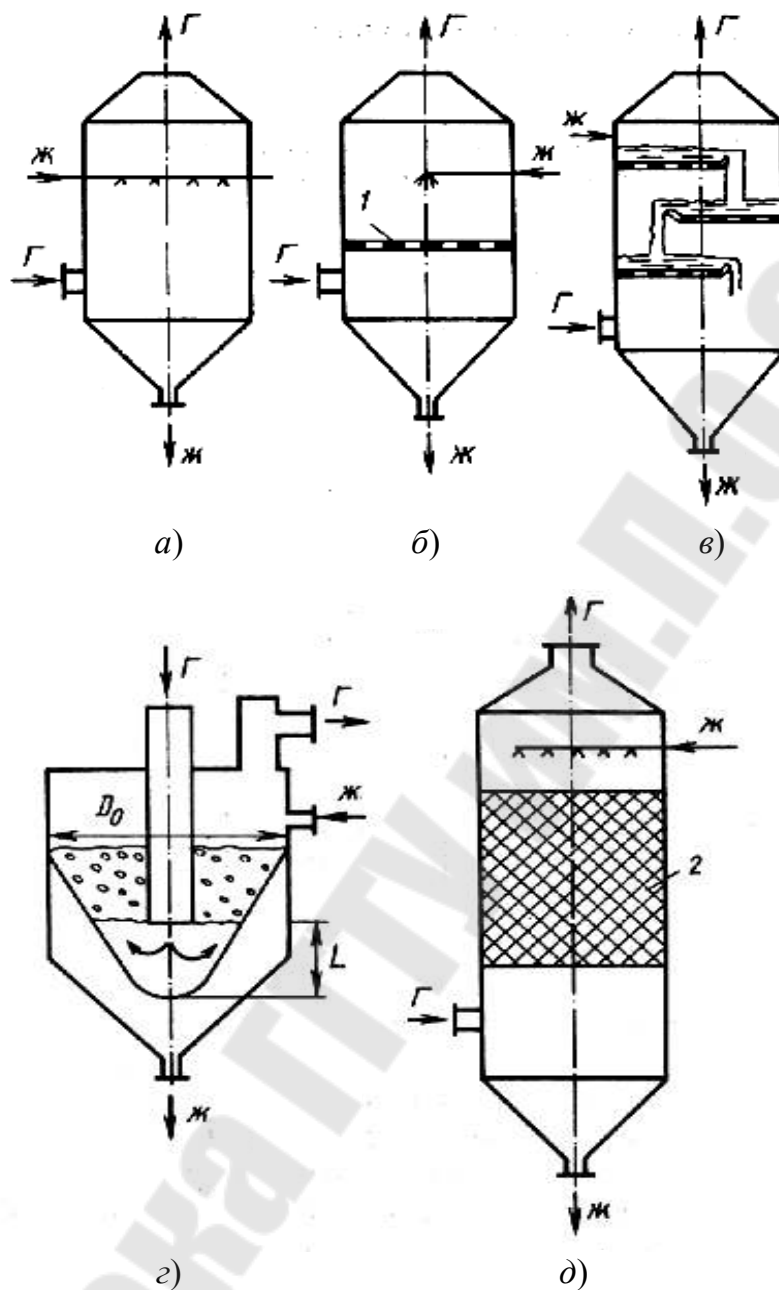


Рис. 1.33 [6]. Типы смешительных теплообменников: а – полный форсуночный; б – пенный; в – барботажный тарельчатый каскадного типа; з – водоподогреватель с погружным трубчатым барботером; д – насадочный; Г – газ; Ж – жидкость; 1 – решетка (тарелка); 2 – насадка

Насадочные скрубберы (рис. 1.34) применяют для термовлажностной обработки газов. Применение их для очистки газов нецелесообразно, т. к. насадка может забиваться пылью в процессе работы, в связи с чем эффективность их работы резко падает. Преимуществами насадочных скрубберов по сравнению с безнасадочными является большая компактность, однако они обладают и большим гидравличе-

ским сопротивлением. Различные типы насадок, применяемых в насадочных скрубберах, представлены на рис. 1.34.

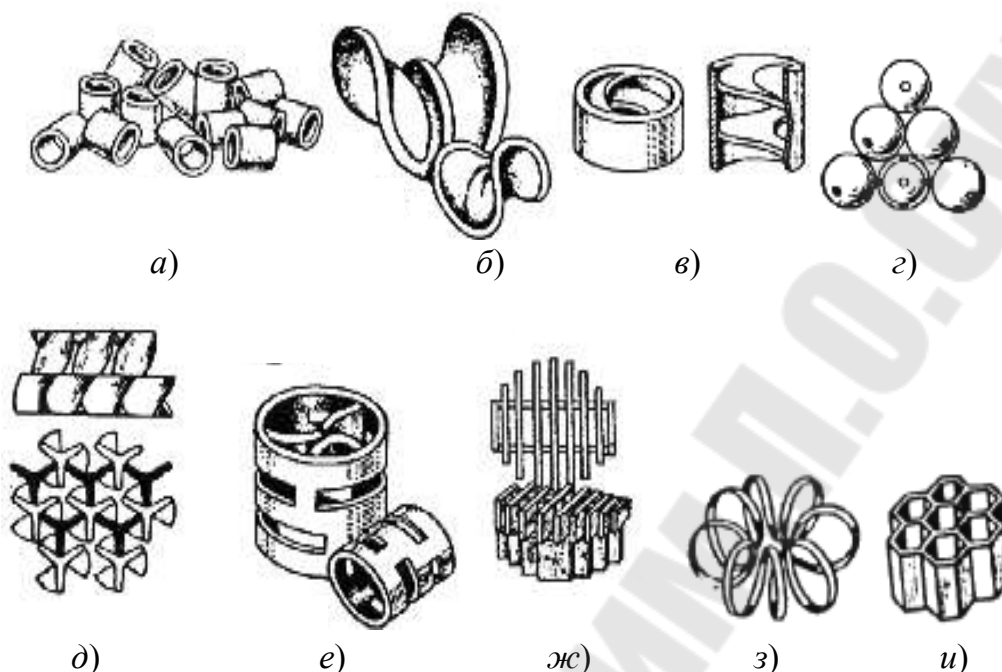


Рис. 1.34 [6]. Типы насадок: *a* – кольца Рашига; *б* – седла Берля; *в* – кольца с перегородками; *г* – шары; *д* – пропеллерная насадка; *е* – кольца Палля; *ж* – хордовая насадка; *з* – спирали; *и* – керамические блоки

В пленочных подогревателях смешительного типа нагревают воду водяным паром до температуры, близкой к температуре насыщения. Такие аппараты конструктивно проще поверхностных теплообменников, компактнее, имеют меньшие габаритно-весовые показатели и большие коэффициенты теплоотдачи.

Скрубберы с псевдооживленной насадкой (рис. 1.35) работают в режиме «кипящего слоя» и применяются для нагрева жидкостей и охлаждения газов. Интенсификация процесса охлаждения газа достигается за счет увеличения скорости в псевдооживленном слое до 6 м/с в расчете на свободное сечение аппарата, что приводит к повышению скорости испарения жидкости. Коэффициент теплоотдачи от газа к жидкости в расчете на единицу площади поперечного сечения можно рассчитать по формуле

$$\text{Nu} = 2,62 \text{Re}_r^{0,79} \left(\frac{H_{\text{ст}}}{d_{\text{ш}}} \right)^{0,3}, \quad (1.175)$$

где $Re_r = W_r \sqrt{\sigma / \rho_{ж} g} / \nu_r$ – число Рейнольдса; σ , $\rho_{ж}$ – коэффициент поверхностного натяжения и плотность орошающей жидкости; $d_{ш}$ – диаметр шаров насадки; $H_{ст}$ – высота неподвижного слоя насадки ($H_{ст} = (5-8)d_{ш}$); w_r – скорость газа в расчете на свободное сечение аппарата.

Струйные смесительные теплообменники (скрубберы Вентури) применяются для нагрева воды эжектирующим или эжектируемым паром [3], для охлаждения газов и для пылеулавливания, обеспечивая низкую остаточную концентрацию пыли.

Скрубберы Вентури представляют собой трубу типа конфузор-диффузор, отличающиеся друг от друга способом подвода жидкости. Скорость движения газа может достигать 150 м/с, а скорость капель на выходе из трубы Вентури составляет 0,25–0,45 скорости газа [1].

В смесительных теплообменниках коэффициент теплопередачи K и коэффициент теплоотдачи α имеют одинаковое значение, поскольку при тепломассообмене между теплоносителями отсутствует разделительная стенка. Расчетные формулы могут выражаться как через K , так и через α . Во многих случаях расчет таких аппаратов проводят по объемному коэффициенту теплопередачи K_v и уравнение теплопередачи при этом будет иметь вид

$$Q = K_v V \Delta t_{ср}, \quad (1.176)$$

где K_v – объемный коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м^3 полезного объема аппарата, Вт / ($\text{м}^3 \cdot \text{К}$); V – полезный объем аппарата, м^3 ; $\Delta t_{ср}$ – средняя разность температур теплоносителей.

Объемный коэффициент теплопередачи K_v определяется опытным путем.

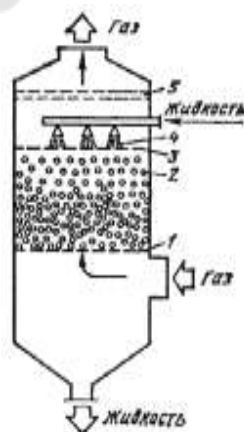


Рис. 1.35 [1]. Скруббер с псевдооживленной насадкой:

1 – опорно-распределительная решетка; 2 – насадка; 3 – ограничительная решетка; 4 – форсунки; 5 – брызгоотделитель

Глава 2. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ

2.1. Общие сведения о процессе выпаривания

Выпариванием называется термический процесс концентрирования растворов нелетучих веществ, заключающийся в удалении из них летучего растворителя в виде пара при кипении или испарении. Выпаривание применяют для увеличения концентрации растворов (концентрирование) при производстве сахара, поваренной соли, аммиачной селитры, щелочных металлов, минеральных удобрений, минеральных солей, органических полупродуктов, кормовых дрожжей и т. д.

При кипении растворов нелетучих веществ в паровую фазу переходит только растворитель и по мере испарения растворителя и его удаления концентрация раствора повышается.

Концентрацией раствора x называется отношение массы растворенного твердого вещества к массе раствора.

Концентрация растворенного вещества выражается либо в долях, либо в процентах общей массы раствора:

$$x = \frac{G_{\text{сух}}}{G_{\text{сух}} + W} \quad \text{или} \quad x = \frac{G_{\text{сух}}}{G_{\text{сух}} + W} 100, \quad (2.1)$$

где $G_{\text{сух}}$ – количество сухого растворенного вещества; W – количество растворителя в растворе.

Раствор, содержащий предельное количество растворенного вещества, называется *насыщенным*.

Растворимостью называется отношение количества растворенного вещества к общей массе раствора или к массе растворителя. Растворимость зависит от температуры и практически не изменяется при изменении давления.

Как известно, раствор кипит при более высокой температуре, чем растворитель. Таким образом, при кипении раствора температура выделяющегося пара будет меньше температуры кипения раствора и эту разность температур называют *физико-химической температурной депрессией* Δ' :

$$\Delta' = t_p - t_n, \quad (2.2)$$

где t_p – температура кипения раствора; t_n – температура паров растворителя.

Физико-химическая температурная депрессия увеличивается с повышением концентрации раствора и она различна для разных растворов. Для расчета депрессии Δ' при давлениях, отличных от атмосферного, пользуются формулой:

$$\Delta' = 0,01622T^2\Delta_{10}/r, \quad (2.3)$$

где Δ_{10} – физико-химическая температурная депрессия при атмосферном давлении; T – абсолютная температура кипения воды при данном давлении; r – удельная теплота парообразования при данном давлении.

С увеличением концентрации раствора при выпаривании изменяются также теплофизические свойства раствора: плотность и вязкость увеличиваются, понижаются удельная теплоемкость, теплопроводность и теплоотдача.

В промышленности выпаривают преимущественно водные растворы различных веществ, поэтому в дальнейшем рассматривается только выпаривание водных растворов.

На современных предприятиях выпаривание ведут, как правило, в многокорпусных (многоступенчатых) установках непрерывного действия с выпарными аппаратами поверхностного типа. Если образующийся в выпарном аппарате пар используется в последующем корпусе с более низким давлением в качестве греющего, то его называют вторичным паром. Если часть вторичного пара передается другим тепловым потребителям, то его называют экстра-паром.

Гидростатической депрессией Δ'' называется разность между температурами кипения нижних и верхних слоев раствора в выпарном аппарате. Нижние слои раствора, находящиеся под гидростатическим давлением верхних слоев, закипают при более высокой температуре, чем верхние.

Гидравлической депрессией Δ''' называется снижение температуры, связанное с потерей давления на трение и местные потери в трубопроводах, соединяющих корпуса выпарной установки. В практических расчетах ее принимают равной 1–1,5 °С [1], [2], [6].

Полная температурная депрессия Δ равна сумме физико-химической, гидростатической и гидравлической депрессий:

$$\Delta = \Delta' + \Delta'' + \Delta'''. \quad (2.4)$$

Для выпаривания агрессивных растворов применяются выпарные аппараты контактного типа, в которых происходит непосредственный контакт выпариваемого раствора с продуктами сгорания топлива или горячими газами. Для исключения коррозии корпуса этих аппаратов футеруют кислотоупорными материалами, а внутренние элементы изготавливают из коррозионно-стойких материалов.

2.2. Схемы выпарных установок

Выпарные установки с аппаратами поверхностного типа

Принципиальные схемы выпарных установок непрерывного действия изображены на рис. 2.1 [2].

Непрерывный процесс выпаривания растворов может осуществляться как в одноступенчатых, так и в многоступенчатых выпарных установках с использованием вторичного пара каждой ступени в последующих ступенях с более низким давлением или с передачей части вторичного пара (экстра-пара) некоторым ступеням другим тепловым потребителям.

Классификация выпарных установок весьма обширна, но мы остановимся на некоторых.

Промышленные выпарные установки разделяют на несколько групп:

- 1) по числу ступеней: одноступенчатые и многоступенчатые;
- 2) по давлению вторичного пара в последней ступени: выпарные установки с разрежением, близким к разрежению в конденсаторе (рис. 2.1, а); установки с повышенным давлением в последней ступени (рис. 2.1, б); установки с ухудшенным вакуумом (рис. 2.1, в);
- 3) по относительному движению пара и раствора: прямоточные выпарные установки (рис. 2.1, а) [2], [4] для растворов с высокой температурной депрессией; противоточные выпарные установки (рис. 2.1, ж) для растворов с быстрорастивающей вязкостью; со смешанным питанием корпусов (рис. 2.1, к) для растворов с повышенной вязкостью.

Кроме того, выпарные установки классифицируются по подводу греющего пара, по технологии обработки раствора и т. д.

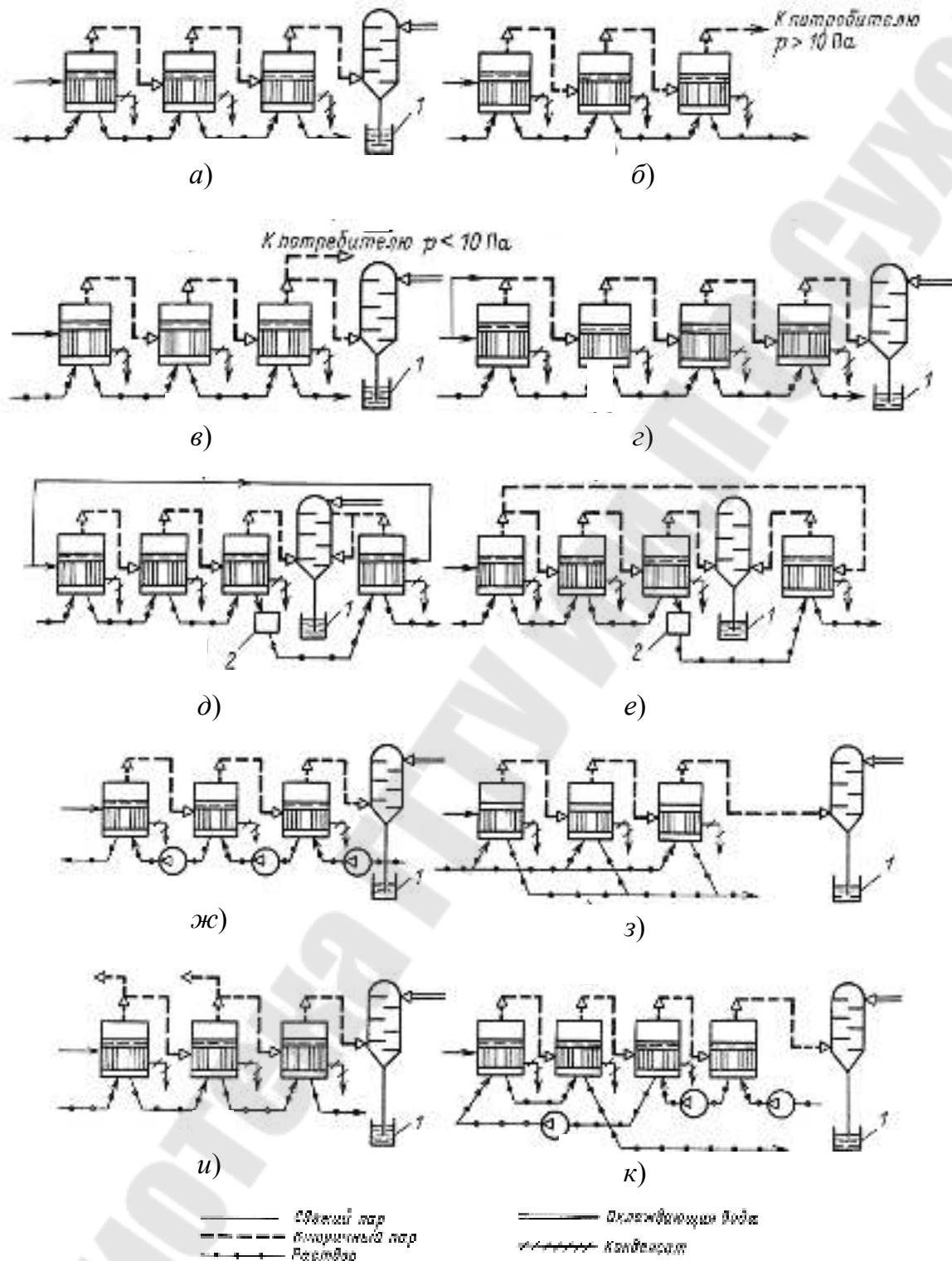


Рис. 2.1 [2]. Схемы выпарных установок:

а – прямоточная с конденсатором; б – прямоточная с противодавлением; в – с ухудшенным вакуумом; г – с нуль-корпусом; д – двухстадийная с обогревом корпуса второй стадии острым паром; е – двухстадийная с обогревом корпуса второй стадии вторичным паром первой ступени; ж – противоточная; з – с параллельным током; и – с отбором экстра-пара; к – со смешанным током; 1 – барометрический ящик; 2 – солеотделитель

Адиабатные выпарные установки

Такие установки применяются для выпаривания воды из растворов минеральных солей за счет вскипания предварительно нагретого раствора в результате резкого снижения давления при входе его в камеры адиабатного испарения. На рис. 2.2 показаны схемы одноступенчатой и многоступенчатой адиабатных выпарных установок с головными подогревателями различного типа.

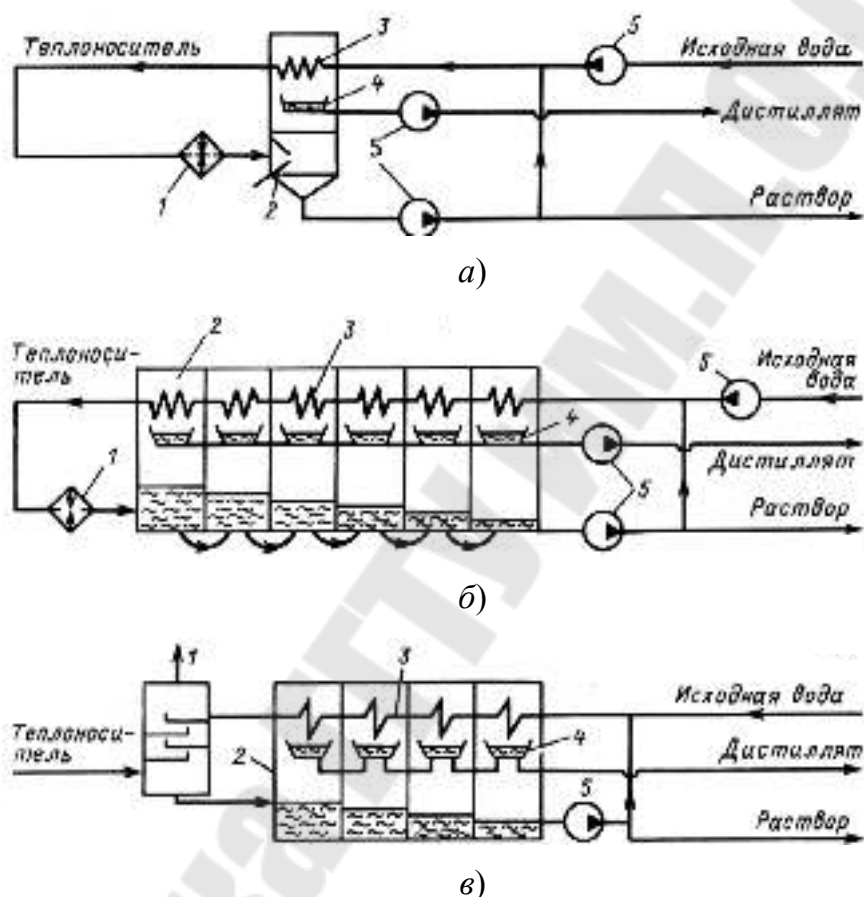


Рис. 2.2 [1]. Схемы адиабатных выпарных установок:

а – одноступенчатая; *б* – многоступенчатая; *в* – с контактным головным подогревателем; 1 – головной подогреватель; 2 – испаритель; 3 – конденсатор; 4 – поддон; 5 – насос

Подогрев раствора осуществляется в конденсаторе и головном подогревателе, а выпаривание – в камерах.

Адиабатные выпарные установки применяют для концентрирования слабо минерализованных растворов.

Выпарные установки с аппаратами погружного горения применяют для выпаривания агрессивных, загрязненных, с механическими примесями и выделяющих кристаллы растворов. Такая установка показана на рис. 2.3.

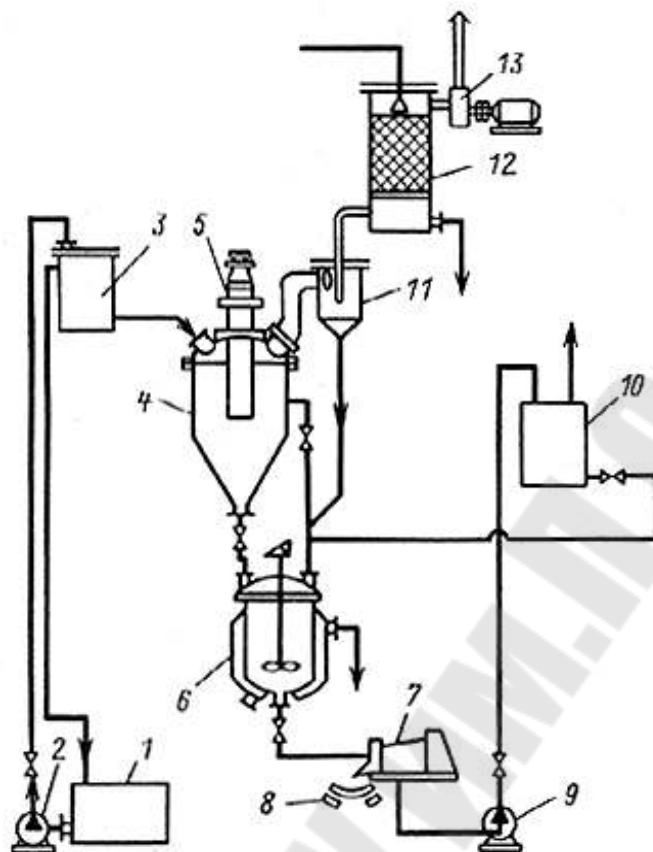


Рис. 2.3 [2]. Выпарная установка с погружной горелкой: 1 – сборник раствора; 2, 9 – насосы; 3 – напорный бак; 4 – аппарат с погружной горелкой; 5 – горелка; 6 – кристаллизатор; 7 – центрифуга; 8 – транспортер; 10 – сборник концентрированного раствора; 11 – брызгоотделитель; 12 – скруббер; 13 – вентилятор

Из сборника раствора 1 раствор закачивается насосом 2 в напорный бак 3, из которого непрерывно поступает в выпарной аппарат 4 с погруженной горелкой 5. Упаренный насыщенный раствор, содержащий минеральные соли, из аппарата 4 самотеком поступает в кристаллизатор 6. После охлаждения в нем образуются кристаллы соли, которые легко отделяются на центрифуге 7 и транспортером 8 направляются на склад. Фильтрат откачивается насосом 9 в сборник 10 и направляется в производство для повторного использования. Парогазовая смесь из выпарного аппарата 4 отводится через каплеотделитель 11 в скруббер 12, где охлаждается проточной холодной водой. В результате при охлаждении пары воды конденсируются и конденсат сливается в систему водоочистки, а газ вентилятором 13 выбрасывается в атмосферу или улавливающее устройство.

Выпаривание жидкости протекает при равновесной температуре, которая зависит от температурной депрессии и температуры про-

дуктов сгорания. Процессы испарения протекают при атмосферном давлении и равновесная температура на 15–16 ниже температуры кипения раствора. Выбрасываемая с поверхности раствора парогазовая смесь имеет температуру на 1–20 °С больше температуры самого раствора [1].

2.3. Основные элементы выпарной установки

Основными элементами выпарной установки являются выпарные аппараты, сепараторы и брызгоотделители, подогреватели раствора, конденсатоотводчики, конденсаторы, баки и емкости, насосы, запорная и предохранительная арматура, регулирующие и контрольно-измерительные приборы [1]. Рассмотрим основное оборудование многоступенчатой выпарной установки.

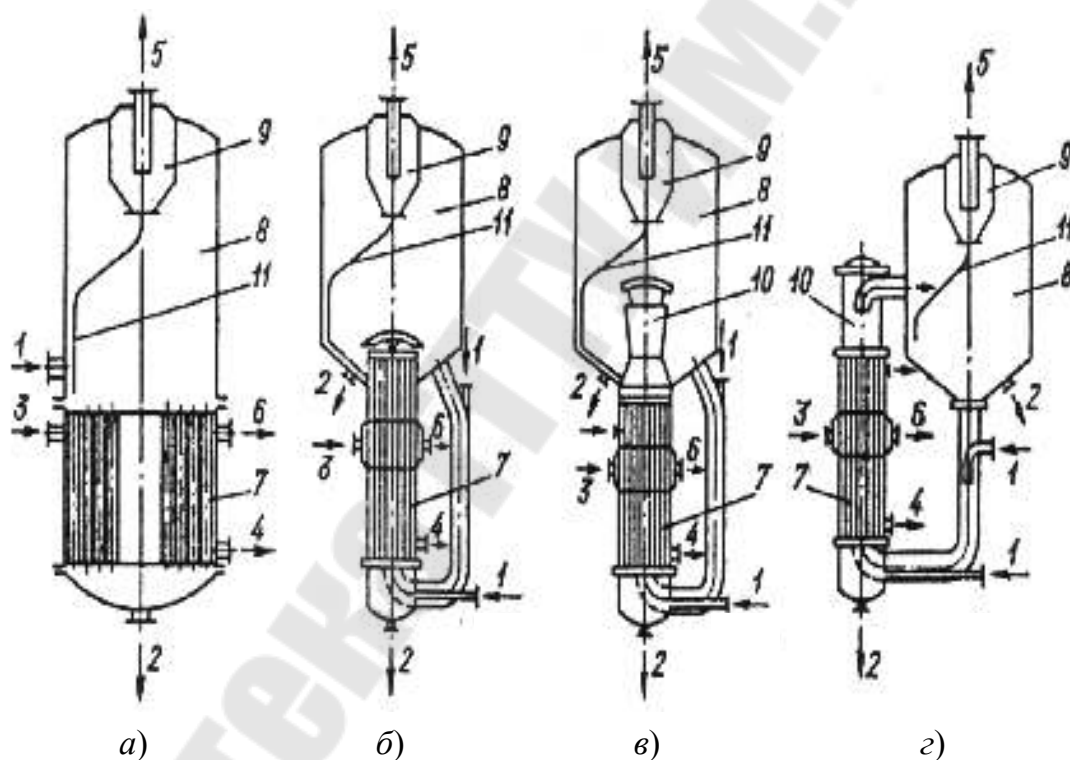


Рис. 2.4 [1]. Выпарные аппараты с естественной циркуляцией:
a – с внутренней греющей камерой и центральной циркуляционной трубой; *б* – с совмещенной зоной нагрева и кипения; *в* – с вынесенной зоной кипения; *г* – с вынесенной греющей камерой и опускной циркуляционной трубой; 1 – вход слабого раствора; 2 – выход концентрированного раствора; 3 – вход греющего пара; 4 – выход конденсата; 5 – выход вторичного пара; 6 – выход неконденсирующихся газов; 7 – греющая камера; 8 – паровое пространство; 9 – брызгоотделитель; 10 – зона парообразования; 11 – сливная труба

Выпарные аппараты

Наибольшее распространение получили вертикальные трубчатые выпарные аппараты непрерывного действия с паровым обогревом с естественной и принудительной циркуляцией. Такие аппараты имеют значительное надрастворное пространство для сепарации из вторичного пара жидкой фазы. Кроме того, нашли применение выпарные аппараты пленочного типа, в которых раствор проходит по поверхности нагрева однократно в виде тонкой пленки. На рис. 2.4–2.7 представлены основные типы выпарных аппаратов.

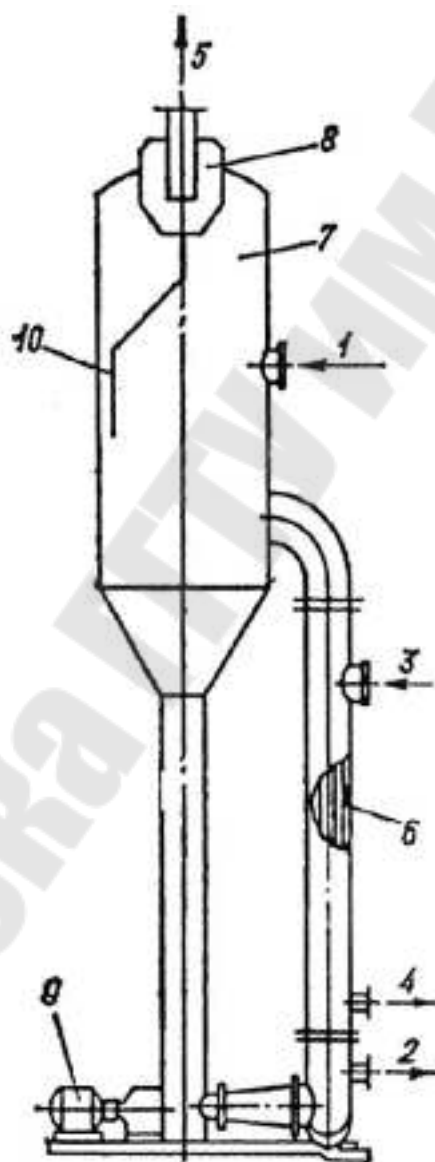


Рис. 2.5 [6]. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией:

- 1 – вход слабого раствора; 2 – выход концентрированного раствора;
- 3 – вход греющего пара; 4 – выход конденсата; 5 – выход вторичного пара;
- 6 – греющая камера; 7 – паровое пространство;
- 8 – брызгоотделитель; 9 – насос; 10 – сливная труба

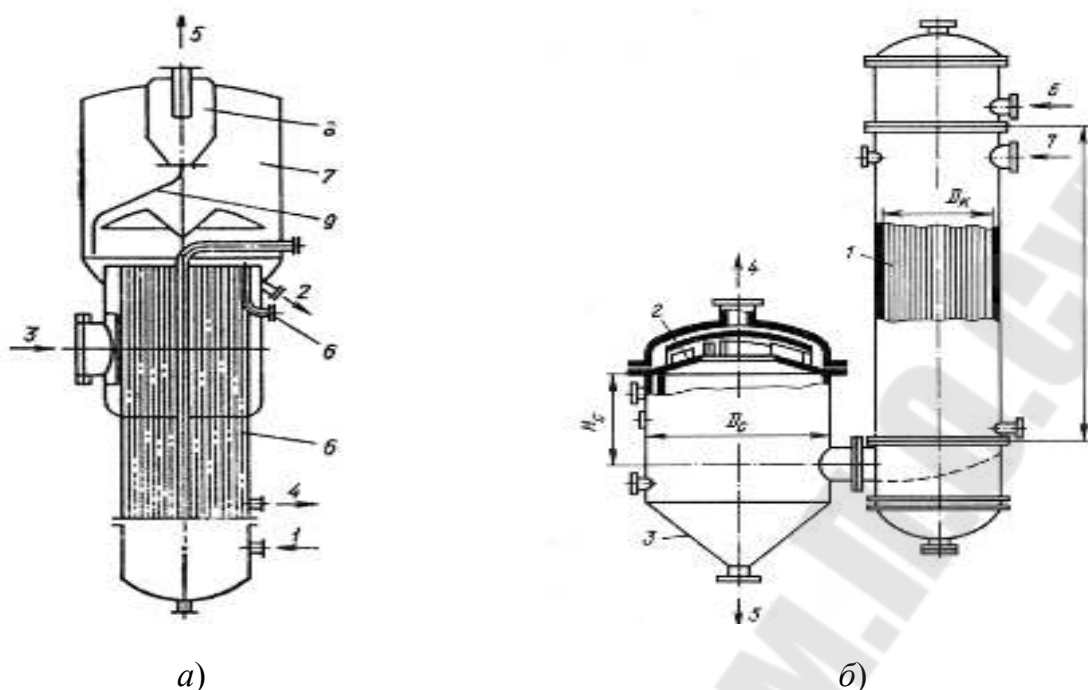


Рис. 2.6 [2], [6]. Пленочные выпарные аппараты: *a* – с поднимающейся пленкой: 1 – вход слабого раствора; 2 – выход концентрированного раствора; 3 – вход греющего пара; 4 – выход конденсата; 5 – выход вторичного пара; 6 – греющая камера; 7 – паровое пространство; 8 – брызгоотделитель; 9 – сливная труба; *б* – со свободно падающей пленкой: 1 – греющая камера; 2 – брызгоотделитель; 3 – сепаратор; 4 – выход вторичного пара; 5 – выход упаренного раствора; 6 – вход слабого раствора; 7 – вход пара

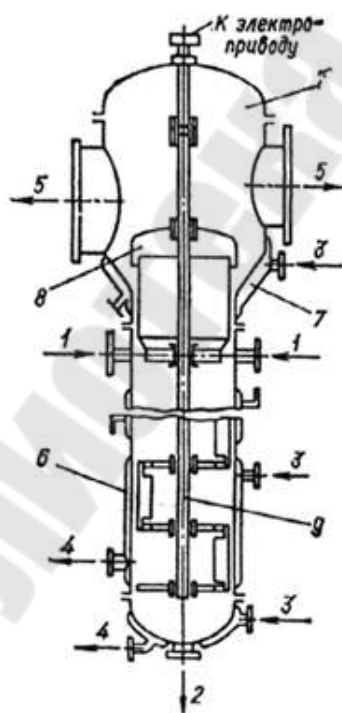


Рис. 2.7 [1]. Роторный выпарной аппарат со скребками: 1 – вход слабого раствора; 2 – выход концентрированного раствора; 3 – вход греющего пара; 4 – выход конденсата; 5 – выход вторичного пара; 6 – греющая камера; 7 – паровое пространство; 8 – брызгоотделитель; 9 – ротор со скребками

Греющая камера выпарного аппарата с трубчатой поверхностью нагрева представляет собой пучок труб с двумя трубными решетками. Греющий пар подается в межтрубное пространство, а раствор подается в трубы.

В выпарных аппаратах с естественной циркуляцией (рис. 2.4) циркуляция возникает в замкнутой системе, состоящей из необогреваемой опускной (циркуляционной) трубы 1 и обогреваемой (подъемной) кипяtilьной трубы 2 (рис. 2.8). Естественная циркуляция раствора происходит вследствие того, что в кипяtilьной трубе жидкость нагревается до более высокой температуры, чем в циркуляционной. Поэтому плотность раствора, находящегося в циркуляционной трубе, больше, чем в кипяtilьной, вследствие чего происходит движение жидкости. Для естественной циркуляции требуются два условия: достаточная высота столба жидкости в опускной трубе для создания необходимой скорости движения парожидкостной смеси в кипяtilьной трубе и высокая интенсивность парообразования в кипяtilьной трубе для получения парожидкостной смеси с возможно малой плотностью.

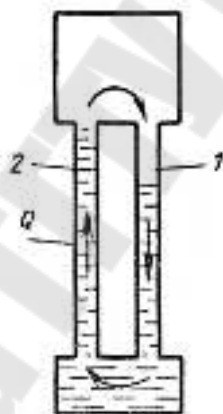


Рис. 2.8. Схема естественной циркуляции

Парообразование в кипяtilьных трубах определяется физическими свойствами раствора, в основном вязкостью, и разностью температур между стенками труб и жидкостью. Чем меньше вязкость раствора и больше разность температур, тем интенсивнее парообразование и тем больше скорость циркуляции.

Для получения достаточно высокой скорости циркуляции (до 2,5 м/с) разность температур между греющим паром и раствором должна быть не меньше 10 °С.

Выпарные аппараты с внутренней греющей камерой и с центральной циркуляционной трубой (рис. 2.4, а) применяют для выпаривания маловязких некристаллизующихся и неагрессивных раство-

ров. Скорость циркуляции раствора в трубах достигает 2 м/с, что обеспечивает достаточно высокий коэффициент теплопередачи.

Выпарные аппараты с совмещенной зоной нагрева и кипения растворов и вынесенной опускной трубой (рис. 2.4, б, в) обладают лучшей циркуляцией раствора за счет увеличения статического давления в опускной трубе. Установка конического раструба (рис. 2.4, в) способствует вынесению зоны кипения раствора выше трубного пучка и снижению солеобразования на внутренней поверхности греющих труб [1].

Выпарной аппарат с вынесенной греющей камерой и опускной циркуляционной трубой (рис. 2.4, г) применяется для выпаривания кристаллизующихся растворов. В вынесенной за пределы аппарата циркуляционной трубе раствор охлаждается, его плотность увеличивается и увеличивается динамический напор при циркуляции раствора. Повышенная скорость циркуляции затрудняет отложение кристаллов на стенках греющих труб.

Если не удастся получить скорость раствора при естественной циркуляции до 3 м/с (при выпаривании кристаллизующихся и с повышенной вязкостью растворов) то применяют аппараты с принудительной циркуляцией, где движение раствора обеспечивается насосами, устанавливаемыми снаружи или внутри аппарата (рис. 2.5). Такие аппараты конструктивно выполняются с соосной греющей камерой и солеотделением, с соосной греющей камерой и вынесенной зоной кипения и с вынесенными греющей камерой и зоной кипения.

Для выпаривания растворов, склонных к пенообразованию при кипении, применяют пленочные выпарные аппараты с опускающейся или поднимающейся пленкой (рис. 2.6). В аппаратах с поднимающейся пленкой раствор вводится вниз под трубную решетку. Паровые пузырьки, образующиеся при кипении раствора, увлекают за собой раствор и распределяют его тонким слоем по внутренней поверхности труб и движутся с ним в виде парожидкостной смеси со скоростью до 20 м/с [1]. Благодаря высокой скорости движения раствора достигается высокая интенсивность процесса теплообмена в трубах.

В выпарных аппаратах со свободно падающей пленкой (рис. 2.6, б) раствор поступает в верхнюю часть аппарата в трубы через насадки, предназначенные для равномерного распределения раствора. Последний закручивается и стекает по стенкам труб, достигая нужной концентрации.

Роторные выпарные аппараты со скребками (рис. 2.7) предназначены для выпаривания очень вязких, а также термолабильных растворов в химической, нефтехимической, микробиологической и других отраслях промышленности. Лопатки ротора закреплены с помощью шарниров. При вращении ротора они прижимаются к поверхности на-

грева и распределяют по ней раствор тонким слоем. По мере выпаривания растворителя на стенке образуется паста либо твердый продукт, который соскабливается и выводится из аппарата. Дополнительная защита раствора от термического разложения обеспечивается выпаркой под вакуумом. Обогрев аппарата производится водяным паром или органическими жидкостями и парами.

Сепарация вторичного пара в выпарных аппаратах осуществляется в паровом пространстве, размеры которого существенно влияют на чистоту и сухость пара. При недостаточной сепарации выделяющийся из кипящего раствора пар захватывает с собой частицы жидкости и уносит в паропровод, конденсатор или во включенный последовательно по пару выпарной аппарат. Образующийся из загрязненного пара конденсат нельзя использовать для питания котлов промышленного предприятия, ТЭЦ или в теплообменных аппаратах. Растворенное вещество, содержащееся в конденсате, осаждается на поверхностях нагрева и снижает коэффициент теплопередачи теплопередающих поверхностей. Кроме того, унос раствора с вторичным паром уменьшает производительность установки по готовому продукту.

Унос раствора с вторичным паром возрастает с повышением производительности выпарного аппарата и уменьшается при увеличении высоты надрастворного пространства, оптимальные размеры которого рассчитываются по напряжению парового пространства R_v' , равному отношению количества образующегося вторичного пара в единицу времени к объему парового пространства ($\text{м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$) и скорости пара над раствором. Наибольшее значение R_v' , при котором пар становится достаточно сухим, называется предельным напряжением парового пространства R_v . Значение напряжений R_v' для водных растворов в выпарных аппаратах принимают равным $(0,3-0,4) R_v$ для воды [1], [2].

Скорость вторичного пара в паровом пространстве при атмосферном давлении принимается равной 2–4 м/с, при давлении 0,01 МПа 5–8 м/с [1], [2]. Рекомендуемая высота парового пространства составляет не менее 1,5 м, а для пенящихся растворов 2,5–3 м.

Объем парового пространства V_c можно рассчитать по формуле

$$V_c = W / (CR_v' \cdot \rho_{\text{п}}), \quad (2.5)$$

где W – производительность выпарного аппарата по испаренной влаге, кг/с; $\rho_{\text{п}}$ – плотность вторичного пара, кг/м³.

Диаметр корпуса сепаратора

$$D_c = \sqrt{4V_c / (\pi H_c)}, \quad (2.6)$$

где H_c – высота парового пространства, м.

Высота надрастворного пространства не обеспечивает в полной мере необходимую степень сухости вторичного пара и сепарацию уносимых капель. Поэтому на выходе вторичного пара из аппарата устанавливают брызгоотделители, которые либо встраиваются в корпус сепаратора, либо устанавливаются за его пределами. Типы брызгоотделителей изображены на рис. 2.9 [2].

Циклонные брызгоотделители (рис. 2.9, а) применяются при выпаривании чистых, пенящихся кристаллизующихся и загрязненных растворов. Скорость пара на входе в щели брызгоотделителя зависит от давления в выпарном аппарате и выбирается в пределах 15–30 м/с при атмосферном давлении или 30–70 м/с при вакууме [2]. Сопротивление циклонных брызгоотделителей составляет 1500–9000 Па и тоже зависит от давления в аппарате.

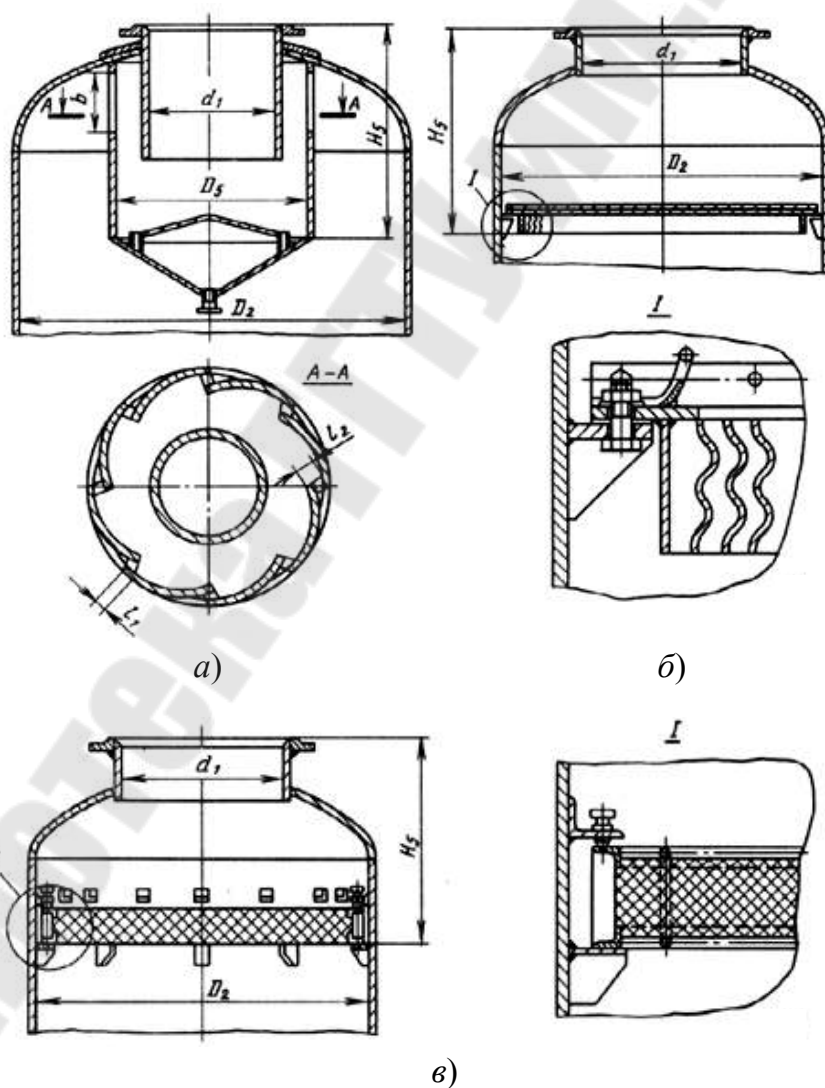


Рис. 2.9 [6]. Брызгоотделители:
 а – циклонный; б – жалюзийный; в – сетчатый

Жалюзийные брызгоотделители (рис. 2.9, б) обладают значительно меньшим сопротивлением (до 500 Па) и скорость паров в них не превышает 8 м/с при вакууме. Они применяются для упаривания чистых и слабокристаллизующихся растворов.

Сетчатые брызгоотделители (рис. 2.9, в), применяемые при упаривании чистых пенящихся растворов, имеют сопротивление до 50 Па при скорости пара не более 8 м/с [2]. Материалом для жалюзийных и сетчатых брызгоотделителей служат коррозионно-стойкие стали.

Барометрические конденсаторы (рис. 2.10) применяют для конденсации вторичного пара последнего корпуса выпарной установки и создания вакуума в установке.

Барометрические конденсаторы с концентрическими полками (рис. 2.10, а) изготавливают диаметром 500 и 600 мм, а с сегментными полками (рис. 2.10, б) – диаметром 800–2000 мм. Основные размеры и характеристики конденсаторов приведены в табл. 2.1.

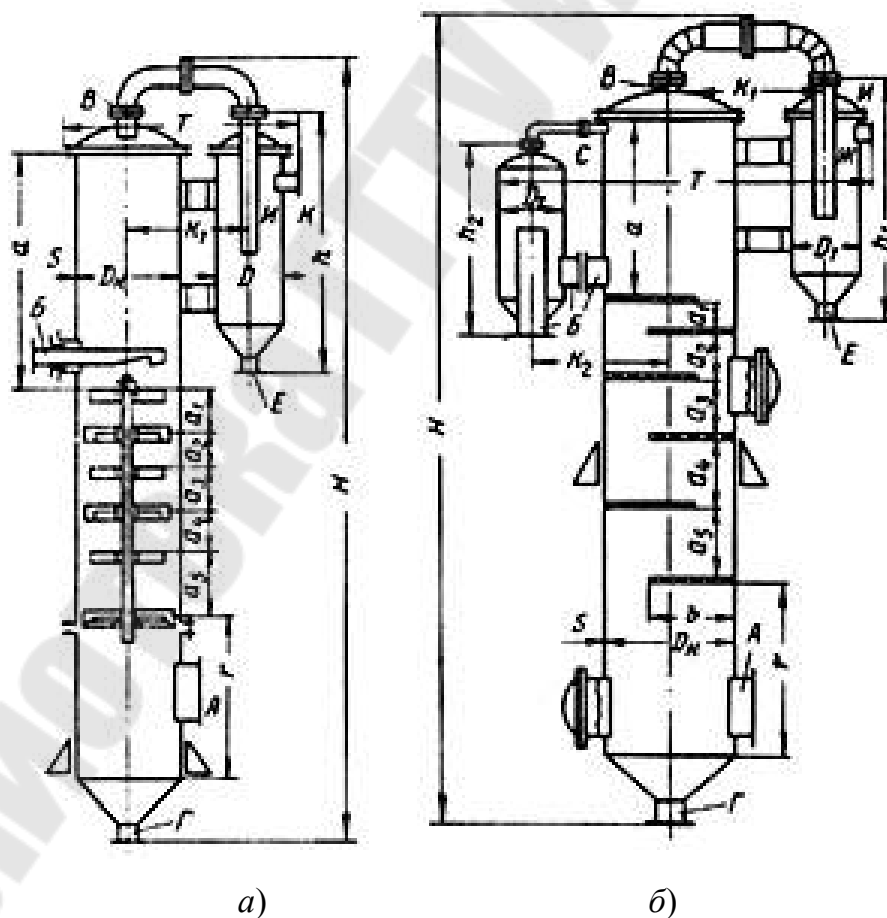


Рис. 2.10 [6]. Барометрические конденсаторы: а – с концентрическими полками; б – с сегментными полками

Таблица 2.1

Основные размеры барометрических конденсаторов

Размеры	Внутренний диаметр конденсатора, мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Толщина стенки аппарата, S	5	5	5	6	6	6	10
Расстояние от верхней полки до крышки аппарата, a	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Расстояние от нижней полки до днища аппарата, r	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Ширина полки, b	–	–	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями конденсатора и ловушки: K_1	675	725	950	1100	1200	1450	1650
K_2	–	–	835	935	1095	1355	1660
Высота установки, H	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки, T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Диаметр ловушки, D	400	400	500	500	600	800	800
Высота ловушки, h	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
Диаметр ловушки, D_1	–	–	400	500	500	600	800
Высота ловушки, h_1	–	–	1350	1350	1400	1450	1550
Расстояние между полками: a_1	220	260	200	250	300	400	500
a_2	260	300	260	320	400	500	650
a_3	320	360	320	400	480	640	800
a_4	360	400	380	475	575	750	950
a_5	390	430	440	550	660	880	1070
Условные проходы штуцеров:							
для входа пара (А)	300	350	350	400	450	600	800
для входа воды (Б)	100	125	200	200	250	300	400
для выхода парогазовой смеси (В)	80	100	125	150	200	200	250
для барометрической трубы (Г)	125	150	200	200	250	300	400
воздушник (С)	–	–	25	25	25	25	25
для входа парогазовой смеси (И)	80	100	180	150	60	200	250
для выхода парогазовой смеси (Ж)	50	70	80	100	150	200	250
для барометрической трубы (Е)	50	50	70	70	80	80	100

2.4. Тепловой расчет МВУ

Задачей теплового расчета при проектировании новой выпарной установки является определение поверхностей нагрева корпусов (ступеней) при заданных тепловых режимах установки (тепловой конструктивный расчет) или оптимизация режима работы установки при заданных поверхностях нагрева (поверочный расчет). При тепловом расчете МВУ определяемыми величинами являются: площади поверхностей нагрева отдельных ступеней, расход греющего пара, параметры пара и раствора по отдельным ступеням, количество экстра-пара на подогрев раствора (если производится отбор экстра-пара), количество выпаренной воды в установке общее и по отдельным ступеням и т. д.

Задаваемыми величинами при тепловом расчете МВУ, как правило, являются: производительность установки по слабому раствору, начальная и конечная концентрации раствора, параметры греющего пара или другого источника теплоты (давление или температура), параметры экстра-пара по ступеням (если отбор его производится), параметры вторичного пара последней ступени, число ступеней установки, тип выпарного аппарата, тип схемы выпарной установки (прямоточная, противоточная и т. д.).

Так как число неизвестных в системе уравнений для расчета МВУ обычно превышает число уравнений, расчет ведут методом последовательных приближений [6].

Количество выпаренной воды и концентрация раствора

Производительность установки по выпариваемой воде W определяется из уравнения материального баланса:

$$W = G_{\text{н}} - G_{\text{к}} = G_{\text{н}}(1 - G_{\text{к}} / G_{\text{н}}) = G_{\text{н}}(1 - x_{\text{н}} / x_{\text{к}}), \quad (2.7)$$

где $G_{\text{н}}$, $G_{\text{к}}$ – производительность установки по слабому и крепкому раствору соответственно, кг/с; $x_{\text{н}}$, $x_{\text{к}}$ – начальная и конечная концентрации раствора, %.

Концентрация раствора в первой ступени установки:

$$x_1 = x_{\text{н}} / (1 - w_1), \quad (2.8)$$

во второй ступени:

$$x_2 = x_{\text{н}} / (1 - w_1 - w_2) \quad (2.9)$$

и в любой ступени установки:

$$x_i = x_{\text{н}} / (1 - \sum_1^n w_i), \quad (2.10)$$

где w_1, w_2, w_i – количество выпаренной воды в первой, второй и i -й ступенях установки соответственно.

При расчете концентраций раствора в ступенях выпарной установки, как правило, задают распределение выпариваемой воды по корпусам соотношением [6]:

$$w_1 : w_2 : \dots : w_i = z_1 : z_2 : \dots : z_i, \quad (2.11)$$

где z_1, z_2, \dots, z_i – относительная производительность по выпариваемой воде каждого корпуса.

Располагаемая и полезная разности температур

Располагаемой разностью температур Δt_p называется разность температур греющего пара первой ступени $t_{г1}$ и вторичного пара последней $t_{бк}$ на входе в конденсатор

$$\Delta t_p = t_{г1} - t_{бк}. \quad (2.12)$$

Полезная разность температур меньше располагаемой на сумму депрессий – физико-химической Δ' , гидростатической Δ'' и гидравлической Δ''' – для всех корпусов установки:

$$\Delta t_{п} = \Delta t_p - (\Delta' + \Delta'' + \Delta''') \quad (2.13)$$

Физико-химическая или температурная депрессия Δ' рассчитывается по формуле (2.3).

Гидростатическая депрессия Δ'' обусловлена разностью давлений в нижней части и в верхней части кипяtilьных труб. В расчетах принимают температуру кипения раствора соответствующей величине среднего гидростатического давления $P_{срi}$, в среднем сечении кипяtilьных труб, вычисляемой по формуле

$$P_{срi} = P_{впi} + \rho_i g H (1 - \varepsilon) / 2, \quad (2.14)$$

где $P_{впi}$ – давление вторичного пара в i -м корпусе; ρ_i – плотность раствора в i -м корпусе; H – высота кипяtilьных труб выпарного аппарата; ε – паронаполнение раствора (при пузырьковом режиме кипения $\varepsilon = 0,4-0,6$).

Гидростатическая депрессия определяется как

$$\Delta_i'' = t_{срi} - t_{впi}, \quad (2.15)$$

где $t_{срi}$ – температура кипения раствора в i -м корпусе при давлении $p_{срi}$; $t_{впi}$ – температура вторичного пара i -го корпуса, определяемая по формуле

$$t_{впi} = t_{г(i+1)} + \Delta''' . \quad (2.16)$$

Гидравлическая депрессия Δ''' обусловлена потерей давления пара на преодоление гидравлических сопротивлений трубопроводов при переходе пара из корпуса в корпус и принимается в расчетах $\Delta''' = 1-1,5$ °С на корпус.

Для всей выпарной установки сумма физико-химических температурных депрессий равна

$$\Delta' = \sum_1^n \Delta_i' . \quad (2.17)$$

Сумма гидростатических депрессий равна

$$\Delta'' = \sum_1^n \Delta_i'' . \quad (2.18)$$

Сумма гидравлических депрессий будет

$$\Delta''' = \sum_1^n \Delta_i''' . \quad (2.19)$$

Температуры кипения растворов по корпусам t_{ki} определяются как

$$t_{ki} = t_{г(i+1)} + (\Delta_i' + \Delta_i'' + \Delta_i''') . \quad (2.20)$$

Для последнего корпуса МВУ температура кипения раствора определяется по формуле

$$t_{кп} = t_{бк} + (\Delta_n' + \Delta_n'' + \Delta_n''') . \quad (2.21)$$

Здесь n – количество корпусов установки.

Общая полезная разность температур в установке:

$$\Delta t_{п} = \sum \Delta t_{пi} . \quad (2.22)$$

Полезные разности температур по корпусам:

$$\Delta t_{пi} = \Delta t_{гi} - \Delta t_{ki} . \quad (2.23)$$

Расход греющего пара для первого корпуса, тепловые нагрузки по корпусам и производительность каждого корпуса по выпаренной влаге

определяется путем совместного решения уравнений тепловых балансов по корпусам и уравнения баланса по воде для всей установки [6].

$$Q_1 = D(H_{г1} - h_1) = [G_H c_H (t_{к1} - t_H) + w_1 (H_{вп1} - C_B t_{к1})]; \quad (2.24)$$

$$Q_2 = w_1 (H_{г2} - h_2) = [(G_H - w_1) c_1 (t_{к2} - t_{к1}) + w_2 (H_{вп2} - C_B t_{к2})]; \quad (2.25)$$

$$Q_n = w_{n-1} (H_{гn} - h_n) = \\ = [(G_H - w_1 - w_2 - \dots - w_{n-1}) c_{n-1} (t_{кn} - t_{к(n-1)}) + w_n (H_{впn} - C_B t_{кn})]; \quad (2.26)$$

$$w = w_1 + w_2 + \dots + w_n, \quad (2.27)$$

где $c_H, c_1, c_2, \dots, c_{n-1}$ – теплоемкости растворов соответственно исходного и по корпусам; t_H – температура кипения исходного раствора при давлении в 1-м корпусе; $t_H = t_{вп1} + \Delta_H'$; (Δ_H' – температурная депрессия для исходного раствора; h_1, h_2, \dots, h_n – энтальпии конденсата по корпусам при соответствующих температурах насыщения).

При определении тепловых нагрузок и количества выпаренной воды по корпусам можно принять $H_{вп1} \approx H_{г2}$; $H_{вп2} \approx H_{г3}$, ..., $H_{вп(n-1)} \approx H_{гn}$; $H_{впn} \approx H_{бк}$.

Расчет выпарных аппаратов поверхностного типа осуществляется так же, как и рекуперативных теплообменников при изменении фазового состояния теплоносителей. Площадь поверхности теплообмена F определяется из основного уравнения теплопередачи

$$F_i = Q_i / K_i \Delta t_{pi}, \quad (2.28)$$

где Q_i – тепловая нагрузка аппарата; K_i – коэффициент теплопередачи; Δt_{pi} – полезная разность температур в аппарате.

Коэффициент теплопередачи:

$$K = (1/\alpha_1 + \sum \delta/\lambda + 1/\alpha_2)^{-1}, \quad (2.29)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к кипящему раствору; $\sum \delta/\lambda$ – сумма термических сопротивлений стенки, равная термическому сопротивлению стенки трубы $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ и накипи δ_H/λ_H .

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке α_1 можно определить по формуле [6]:

$$\alpha_1 = 2,04 \sqrt{(r \rho_{ж}^2 \lambda_{ж}^3) / (H \mu_{ж} \Delta t)}, \quad (2.30)$$

где r – теплота конденсации греющего пара; $\rho_{ж}$, $\lambda_{ж}$, $\mu_{ж}$ – соответственно плотность, теплопроводность и динамическая вязкость конденсата при средней его температуре, которая определяется по формуле $t_{cp} = t_r - \Delta t / 2$; Δt – разность температур конденсации пара и стенки.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору для пузырькового режима кипения в вертикальных трубах при естественной циркуляции раствора определяется по формуле [6]:

$$\alpha_2 = 780q^{0,6} \frac{\lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_n^{0,06}}{\sigma^{0,5} r_B^{0,6} \rho_0^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}}, \quad (2.31)$$

где λ , ρ , σ , c , μ – соответственно теплопроводность, плотность, поверхностное натяжение, теплоемкость и динамическая вязкость раствора; ρ_n – плотность пара растворителя; r_B – теплота парообразования воды; ρ_0 – плотность пара при нормальных условиях.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 рассчитываются методом последовательных приближений.

Полезные разности температур Δt_n по корпусам установки могут быть определены по одному из трех вариантов [1]:

1. Площадь поверхности теплообмена во всех аппаратах одинакова, т. е. $F_1 = F_2 = \dots = F_n$, тогда полезная разность температур для любого корпуса будет

$$\Delta t_{ni} = \Delta t_n \frac{Q_i / K_i}{\sum_1^n (Q_i / K_i)}, \quad (2.32)$$

где Δt_n – полезная разность температур всей установки.

2. Суммарная площадь поверхности теплообмена всех корпусов МВУ минимальна, т. е. $F_{общ} = F_1 + F_2 + \dots + F_n = F_{min}$.

Полезная разность температур любого корпуса установки будет

$$\Delta t_{ni} = \Delta t_n \frac{\sqrt{Q_i / K_i}}{\sum_1^n \sqrt{Q_i / K_i}}. \quad (2.33)$$

3. Суммарная площадь поверхности теплообмена минимальна и поверхности каждого корпуса одинаковы, т. е. $F_1 = F_2 = \dots = F_n$ и $F_1 + F_2 + \dots + F_n = F_{min}$.

Сопоставив равенства (2.32) и (2.33) приходим к выводу, что это возможно только в том случае, если полезные разности температур во всех ступенях установки одинаковы, т. е.

$$\Delta t_{n1} = \Delta t_{n2} = \dots = \Delta t_{nn}. \quad (2.34)$$

При конструктивном расчете выпарного аппарата определяют длину и диаметр труб, площади проходных сечений трубного и межтрубного пространства (скорость раствора на входе в греющие трубы должна быть не менее 2,5 м/с), диаметр греющей камеры и корпуса аппарата, размер сепарационного пространства и т. д.

Кратность циркуляции раствора в выпарных аппаратах Z – это отношение количества циркулирующего в выпарном аппарате раствора $G_{ци}$ к количеству выпаренной в нем воды w_i , т. е.

$$Z = G_{ци} / w_i. \quad (2.35)$$

Расчет барометрического конденсатора

Для создания вакуума в выпарных установках широко применяются конденсаторы смешения с барометрической трубой, в которых в качестве охлаждающей среды используется вода. Образующийся конденсат и охлаждающая вода удаляются из конденсатора по барометрической трубе, а неконденсирующиеся газы отсасываются вакуум-насосом.

При расчете барометрического конденсатора необходимо определить диаметр и высоту барометрического конденсатора и барометрической трубы, расход охлаждающей воды и производительность вакуум-насоса.

Из уравнения теплового баланса конденсатора определяется расход охлаждающей воды G_B :

$$G_B c_B (t_k - t_n) = w_{п} (H_{бк} - c_B t_k). \quad (2.36)$$

Здесь $H_{бк}$ – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе; t_n , t_k – соответственно начальная температура охлаждающей воды и конечная смеси воды и конденсата $t_k = t_{бк} - (3-5)$.

Диаметр барометрического конденсатора $d_{бк}$ определяется из уравнения расхода

$$d_{бк} = \sqrt{4w_{п} / (\rho_{п} v_{п})}, \quad (2.37)$$

где $\rho_{п}$ – плотность пара; $v_{п}$ – скорость пара в конденсаторе, принимаемая 15–25 м/с.

Скорость воды в барометрической трубе $v_в$ также определяется из уравнения расхода для трубы

$$V_в = 4(G_в + w_{п}) \cdot (\rho_в^\pi d_{бт}^2), \quad (2.38)$$

где $\rho_в$ – плотность воды; $d_{бт}$ – диаметр барометрической трубы.

Высота барометрической трубы может быть определена из уравнения

$$H_{бт} = B / \rho_в g + (1 + \sum \zeta + \lambda h_{бт} / d_{бт}) V_в^2 / (2g) + 0,5, \quad (2.39)$$

где B – вакуум в барометрическом конденсаторе; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; λ – коэффициент трения в барометрической трубе; 0,5 – запас высоты барометрической трубы.

$$B = P_{атм} - P_{бк}. \quad (2.40)$$

Коэффициент трения λ определяется по режиму течения воды в трубе, определяемому как

$$Re = v_в d_{бт} \rho_в / \mu_в, \quad (2.41)$$

где $\mu_в$ – коэффициент динамической вязкости воды.

Объемная производительность вакуум-насоса:

$$V_{возд} = R_\mu T_{возд} G_{возд} / (M_{возд} P_{возд}), \quad (2.42)$$

где R_μ – универсальная газовая постоянная; $T_{возд}$ – температура воздуха, К; $M_{возд}$ – молекулярная масса воздуха; $G_{возд}$ – массовая производительность вакуум-насоса; $p_{возд}$ – парциальное давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе.

$$P_{возд} = P_{бк} - P_{п}, \quad (2.43)$$

где $p_{п}$ – давление сухого насыщенного пара при $T_{возд}$.

$$G_{возд} = 2,5 \cdot 10^{-5} (w_{п} + G_в) + 0,01 w_{п}. \quad (2.44)$$

Здесь $2,5 \cdot 10^{-5}$ – количество газа, выделяющегося из 1 кг воды; 0,01 – количество газа, подсасываемого в конденсатор через неплотности, на 1 кг паров.

По объемной производительности $V_{возд}$ и остаточному давлению $p_{бк}$ по каталогу выбирается вакуум-насос.

Расчет выпарного аппарата погружного горения

Принципиальная схема выпарного аппарата с погружной горелкой представлена на рис. 2.11.

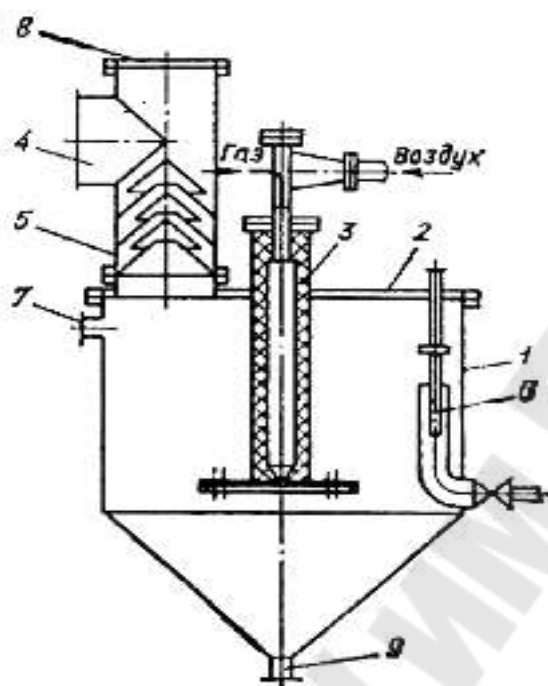


Рис. 2.11 [1]. Принципиальная схема выпарного аппарата с погружной горелкой: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – горелка; 4 – выход парогазовой смеси; 5 – брызгоотделитель; 6 – регулятор уровня; 7 – ввод раствора; 8 – взрывная мембрана; 9 – выпускной патрубок

При расчете таких аппаратов задаются: начальной – x_n и конечной – x_k концентрациями раствора и начальным расходом раствора G_n [1].

Определяют количество водяного пара, образующегося при выпаривании в аппарате по формуле

$$W = G_n(1 - x_n / x_k). \quad (2.45)$$

Конечное количество продукта, выгружаемого из аппарата:

$$G_k = G_n - W. \quad (2.46)$$

Тепловая мощность аппарата, необходимая для нагрева и испарения раствора:

$$Q_r = W(h - c_p t_{\text{пр}}) + G_k c_r (t_p - t_0), \quad (2.47)$$

где h – энтальпия водяного пара в парогазовой смеси при температуре t_p :
 $h = (r_0 + c_p t_{\text{пр}})0,001d$; c_r , c_p – удельные теплоемкости сухого газа и пара при $t_{\text{пр}} = t_p + 2$ °С; d – влагосодержание парогазовой смеси, г/кг сухого

пара; t_p , $t_{\text{пг}}$ – температура раствора и парогазовой смеси, °С; t_0 – температура окружающей среды, °С.

Массовый расход газообразного топлива в погружной горелке:

$$B = Q_{\Gamma} / Q_{\text{H}}^{\text{p}}, \quad (2.48)$$

где Q_{H}^{p} – низшая теплота сгорания газообразного топлива.

Тепловой баланс аппарата:

$$Q_{\Gamma} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{и}} = Q_{\text{пг}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{о}}, \quad (2.49)$$

где Q_{Γ} – теплота, выделяющаяся при сгорании топлива в горелке, кВт; $Q_{\text{в}}$ – физическая теплота воздуха, кВт; $Q_{\text{т}}$ – физическая теплота топлива, кВт; $Q_{\text{и}}$ – теплота, поступающая с исходным раствором, кВт; $Q_{\text{пг}}$ – теплота, уходящая с парогазовой смесью, кВт; $Q_{\text{к}}$ – теплота, уходящая с раствором, кВт; $Q_{\text{о}}$ – потери теплоты в окружающую среду, кВт.

Расход воздуха для полного сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,1-1,3$ будет

$$V_{\text{в}} = B\alpha V_{\text{в}}^0. \quad (2.50)$$

Теоретический расход воздуха $V_{\text{в}}^0$, м³/м³, необходимый для полного сгорания 1 м³ газообразного топлива:

$$V_{\text{в}}^0 = \left[0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + \right. \\ \left. + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 1,5\text{H}_2\text{S} - \text{O}_2 \right] 100 / 21. \quad (2.51)$$

Количество продуктов сгорания, м³/м³:

– диоксида углерода:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,001(\text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12} + \text{CO}_2); \quad (2.52)$$

– минимальный объем азота:

$$V = 0,79V_{\text{в}} + 0,01N_2^{\text{мин}}; \quad (2.53)$$

– минимальный объем сухих продуктов сгорания:

$$V_{\text{сух}}^{\text{мин}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\text{мин}}; \quad (2.54)$$

– полный объем сухих продуктов сгорания:

$$V_{\text{сух}}^0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\text{мин}} + (\alpha - 1)V_{\text{в}}^0;$$

– объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01(2\text{C}_1\text{H}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + 4\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{C}_4\text{H}_{10} + 6\text{C}_5\text{H}_{12}) + 1,6\alpha V_{\text{B}}^0; (2.55)$$

– суммарный объем продуктов сгорания:

$$V_{\text{дг}}^0 = V_{\text{сух}}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0. (2.56)$$

Теоретическая температура горения газа без учета потерь теплоты, °С:

$$t_{\text{T}} = (Q_{\text{H}}^{\text{p}} + H_{\text{T}} + H_{\text{B}}) / \sum V_{\text{ср}}, (2.57)$$

где Q_{H}^{p} – низшая рабочая теплота сгорания газа, МДж/м³; H_{T} – физическая теплота топлива, МДж/м³; H_{B} – физическая теплота, внесенная с воздухом, МДж/м³; $\sum V_{\text{ср}}$ – сумма произведений объемов и удельных изобарных теплоемкостей составных частей продуктов полного сгорания 1 м³ горючего газа.

Энтальпия продуктов полного сгорания газообразного топлива:

$$H = V_{\text{дг}} c_{\text{дг}} t_{\text{дг}} = V_{\text{CO}_2} c_{\text{CO}_2} t_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}} t_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} c_{\text{N}_2} t_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} c_{\text{O}_2} t_{\text{O}_2}. (2.58)$$

Объемный расход дымовых газов на выходе из сопла погружной горелки:

$$V_{\text{дг}} = B V_{\text{дг}}^0. (2.59)$$

Скорость истечения дымовых газов из погружной горелки:

$$w = V_{\text{дг}} / (3600 \cdot 0,785 d_{\text{c}}^2), (2.60)$$

где d_{c} – диаметр сопла погружной горелки, м.

Режим истечения дымовых газов:

$$\text{Re}_{\text{ист}} = (w d_{\text{c}}) / \nu_{\text{T}}', (2.61)$$

где ν_{T}' – кинематическая вязкость газа при температуре раствора t_{p} , которая может быть принята равной температуре мокрого термометра.

Оптимальная глубина погружения горелки может быть определена из соотношения

$$h_{\text{опт}} = 85D(D / d_{\text{c}})^2 / \text{Re}_{\text{ист}}, (2.62)$$

где D – диаметр поперечного сечения аппарата, м.

Скорость газового потока w_a , приведенная к свободному поперечному сечению аппарата:

$$w_a = V_{дг} / (3600 \cdot 0,785D^2). \quad (2.63)$$

Режим барботажного газового потока через жидкость в аппарате определяется по $Re_a = w_a D / \nu_r'$.

Влагосодержание газов, уходящих из барботажного слоя жидкости:

$$d_{дг} = u_d [(273 + t_r) / (273 + t_p)]^n. \quad (2.64)$$

где u_d – коэффициент, зависящий от вида жидкости: для воды $u_d = 108$, для растворов минеральных солей $u_d = 102$ и т. д.; n – показатель степени, который принимается равным 1,4 [1].

Критерий теплового напряжения для выпарного аппарата:

$$P_q = qD^2 / (\lambda_r \Delta t_{ср}) = 0,01 Re_r^{1,25} (h/D)^{1,25}. \quad (2.65)$$

Удельное объемное тепловое напряжение:

$$q = P_q \Delta t_{ср} \lambda_m / D^2. \quad (2.66)$$

Средний температурный напор при барботаже:

$$\Delta t_{ср} = [(t_r - t_{пр}) - (t_{пг} - t_{пр})] / \ln[(t_r - t_{пг}) / (t_{пг} - t_{пр})]. \quad (2.67)$$

Объем раствора в аппарате:

$$V_{ж} = Q_r / q.$$

Полный объем аппарата при коэффициенте загрузки $\eta = 0,6$:

$$V_a = V_{ж} / \eta. \quad (2.68)$$

Конструктивные размеры выпарного аппарата и погружной горелки выбирают по ГОСТу и нормальям.

Глава 3. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Сушка представляет собой процесс обезвоживания сырья, материалов и изделий с поверхности или из внутренних слоев путем испарения (тепловая сушка), отжатия, центрифугирования (механическая сушка) или поглощения влаги гигроскопическими материалами (физико-химическая сушка). Наибольшее распространение получил тепловой или термический способ сушки, когда к высушиваемому материалу подводится теплота.

В зависимости от способа подвода теплоты сушильные установки бывают: конвективные, кондуктивные, радиационные, электромагнитные, комбинированные.

По способу действия и по конструкции сушильные установки делятся на установки непрерывного действия, периодического, полунепрерывного; барабанные, шахтные, камерные, туннельные, ленточные, кипящего слоя и т. д. Наибольшее распространение в промышленности получили конвективные сушильные установки непрерывного действия.

3.1. Конвективные сушильные установки

В качестве сушильного агента в конвективных сушильных установках применяют воздух, топочные газы, перегретый водяной пар, гелий, азот и т. д., направление движения которых относительно высушиваемого материала может быть прямоточным, противоточным, перекрестноточным, реверсивным.

По схеме движения сушильного агента конвективные сушильные установки подразделяются на однозонные с однократным использованием сушильного агента и с рециркуляцией; многозонные с промежуточным подогревом сушильного агента, рециркуляцией его в зонах, рециркуляцией между зонами и т. д. [2]. По давлению сушильного агента они могут выполняться атмосферными и вакуумными.

Одной из основных задач при проектировании сушильных установок является выбор сушильного агента. Воздух как сушильный агент наиболее часто применяют тогда, когда его температура не превышает 500 °С, а наличие кислорода в воздухе не влияет на свойства сушимого материала.

Топочные газы используют для сушки материалов при температуре сушильного агента 200–1200 °С в тех случаях, когда компоненты топочных газов не оказывают влияния на качество сушимого материала. Для получения топочных газов создают специальные устрой-

ства, где происходит сжигание природного или горючих газов, жидкого топлива, отходов технологического производства и т. д. Кроме того, могут использоваться дымовые газы котельных, котлов ТЭЦ, нагревательных, плавильных и обжиговых печей [2].

Для сушки многих материалов в качестве сушильного агента используют перегретый водяной пар атмосферного давления, имеющий ряд преимуществ (термодинамических, технологических и др.) по сравнению с воздухом или топочными газами.

Азот как сушильный агент применяют в том случае, когда сушимый материал может окисляться или образовывать взрывоопасную смесь либо может образовываться взрывоопасная смесь из паров, испаряемых из жидкости и воздуха.

По способу подвода теплоты к высушиваемому материалу конвективные сушильные установки нашли наиболее широкое распространение.

3.1.1. Сушка сыпучих материалов

Процесс сушки мелкозернистых или сыпучих материалов проводят в барабанных сушильных установках, в установках с псевдоожиженным («кипящим») слоем, в пневматических трубах-сушилках.

Барабанные сушильные установки могут работать по различным схемам:

- 1) без промежуточного подогрева сушильного агента, без дополнительного подвода теплоты в сушильную камеру и без рециркуляции;
- 2) с промежуточным подогревом сушильного агента;
- 3) с дополнительным подводом теплоты в сушильную камеру;
- 4) с рециркуляцией сушильного агента.

Принципиальная схема прямоточной барабанной сушильной установки, работающей без промежуточного подогрева сушильного агента, без дополнительного подвода теплоты в сушильную камеру и без рециркуляции, показана на рис. 3.1. Влажный материал из бункера 3 подается во вращающийся сушильный барабан 4. Параллельно материалу в сушилку подается сушильный агент, образующийся от сгорания топлива в топке 1 и смешения топочных газов с воздухом в смесительной камере 2. Воздух в топку и смесительную камеру подается вентиляторами 6 и 7. Высушенный материал с противоположного конца барабана поступает на транспортирующее устройство 5, а отработанный сушильный агент направляется на очистку.

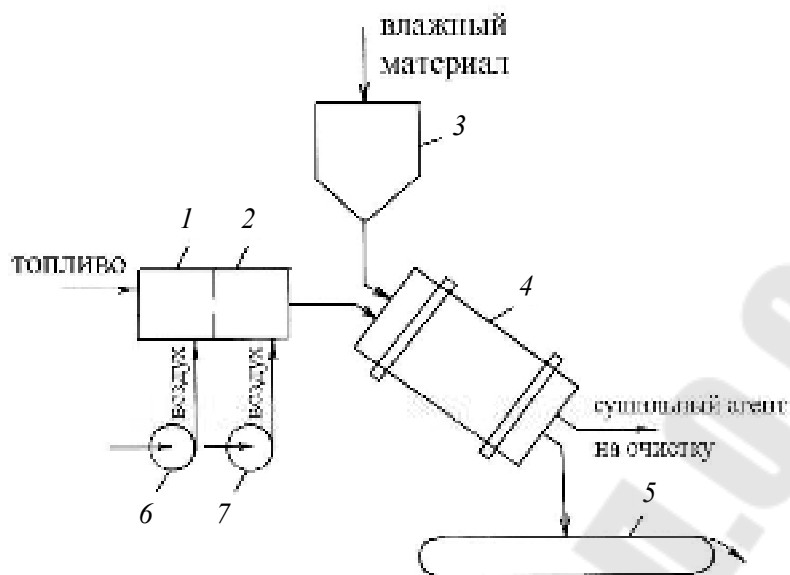


Рис. 3.1 [6]. Принципиальная схема барабанной сушильной установки:
 1 – топка; 2 – смесительная камера; 3 – бункер; 4 – сушильный барабан;
 5 – транспортер; 6, 7 – вентиляторы

3.1.2. Расчет барабанных сушильных установок

Расчет барабанных сушильных установок складывается из расчета параметров топочных газов, параметров воздуха и теплового конструктивного расчета, заключающегося в определении расхода теплоты на сушку и параметров сушильного барабана. При определении параметров сушильного агента пользуются H -х диаграммой.

Расчет параметров топочных газов

Расчет параметров топочных газов ведут на 1 кг топлива. Теоретический расход воздуха, необходимый для сжигания 1 кг:

– жидкого топлива:

$$L_0 = 0,115C^0 + 0,345H^0 - 0,043(S^p - O^p); \quad (3.1)$$

– газообразного топлива:

$$L_0 = 1,38(0,0179CO + 0,248H_2 + \sum \frac{m + n/4}{12m + n} C_m H_n + 0,44H_2S - O_2). \quad (3.2)$$

Масса сухих газов, образующихся при сжигании 1 кг топлива и разбавлении топочных газов воздухом:

– для жидкого топлива:

$$G_{с.г} = 1 + \alpha L_0 - \frac{A^p + 9H^p + W^p}{100}; \quad (3.3)$$

– для газообразного топлива:

$$G_{c.g.} = 1 + \alpha L_0 - \sum \frac{0,09n}{12m + n} C_m H_n. \quad (3.4)$$

Масса водяных паров, образующихся при сжигании 1 кг:

– жидкого топлива:

$$G_n = 0,01(9H^p + W^p) + \alpha L_0 x_0; \quad (3.5)$$

– газообразного топлива

$$G_n = \sum \frac{9n}{12m + n} C_m H_n + \alpha L_0 x_0. \quad (3.6)$$

Влагосодержание сушильного агента на входе в сушилку $x_1 = G_n / G_{c.g.}$.

Высшая теплота сгорания:

– жидкого топлива:

$$Q = Q_B^p = 339C^p + 1256H^p - 108,9(O^p + S_{л}^p); \quad (3.7)$$

– для газообразного топлива обычно принимают по справочным таблицам [10], а при отсутствии таких данных можно вычислить по формуле

$$Q = Q_B^p = Q_9 / \rho_T, \quad (3.8)$$

где ρ_T – плотность топлива, кг/м³; Q_9 – количество теплоты, выделяющейся при сжигании 1 м³ топлива, кДж/м³ и определяемой по характеристикам горения простых газов [6] (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Газ	Реакция	Тепловой эффект реакции, кДж/м ³
Водород	$H_2 + 0,5O_2 = H_2O$	10810
Оксид углерода	$CO + 0,5O_2 = CO_2$	12680
Метан	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	35741
Ацетилен	$C_2H_2 + 2,5O_2 = 2CO_2 + H_2O$	58052
Этилен	$C_2H_4 + 3O_2 = 2CO_2 + 2H_2O$	59108
Этан	$C_2H_6 + 3,5O_2 = 2CO_2 + 3H_2O$	63797
Пропан	$C_3H_8 + 5O_2 = 3CO_2 + 4H_2O$	91321
Бутан	$C_4H_{10} + 6,5O_2 = 4CO_2 + 5H_2O$	118736
Сероводород	$H_2S + 1,5O_2 = SO_2 + H_2O$	23401

Энтальпия топочных газов на входе в сушилку:

$$H_t = (Q\eta_t + c_t t_t + \alpha L_0 H_0) / G_{с.г}. \quad (3.9)$$

Коэффициент избытка воздуха α для жидкого и газообразного топлива определяется по известным соотношениям.

Действительный расход воздуха:

$$L = \alpha L_0. \quad (3.10)$$

Масса влаги, удаляемой из материала:

$$W = G_k \frac{(w_H - w_K)}{(100 - w_H)}. \quad (3.11)$$

Уравнение внутреннего теплового баланса сушилки [6]:

$$\Delta = c\theta_1 + q_{доп} - (q_t + q_m + q_{пот}). \quad (3.12)$$

При отсутствии дополнительного подогрева ($q_{доп} = 0$) и подвода теплоты в сушилку транспортными средствами ($q_m = 0$) уравнение внутреннего теплового баланса будет [6]:

$$\Delta = c\theta_1 - (q_m + q_{пот}) = c\theta_1 - G_k c_m (\theta_2 - \theta_1) - q_{пот}. \quad (3.13)$$

Здесь c – теплоемкость влаги в материале при температуре θ_1 , кДж/(кг · К); c_m – теплоемкость высушенного материала, кДж/(кг · К); θ_2 – температура высушенного материала на выходе из сушилки, °С (принимается равной температуре мокрого термометра t_m при соответствующих параметрах сушильного агента); $q_{пот}$ – удельные потери тепла в окружающую среду, кДж/кг влаги.

Для теоретической сушилки, в которой сушка протекает по адиабате, уравнение внутреннего теплового баланса сушилки будет

$$\Delta = \frac{H_2 - H_1}{x_2 - x_1} = 0, \quad (3.14)$$

т. е. $H_1 = H_2 = \text{const}$.

Если $\Delta < 0$, то $H_1 > H_2$; если $\Delta > 0$, то $H_1 < H_2$.

Для построения процесса сушки на диаграмме H - x необходимо использовать уравнение рабочей линии сушки:

$$\Delta = (H - H_1)/(x - x_1), \quad \text{или} \quad H = H_1 + \Delta(x - x_1). \quad (3.15)$$

Для определения H задаемся произвольным значением x и по уравнению (3.15) определяем H . Через две точки на диаграмме $H-x$ (рис. 3.2) с координатами x_1, H_1 и x, H проводим линию сушки до пересечения с изотермой t_2 . В точке пересечения линии сушки с изотермой t_2 находим параметры сушильного агента на выходе из сушилки: x_2, H_2 .

Массовый расход сухого газа:

$$L_{c.g.} = W / (x_2 - x_1). \quad (3.16)$$

Массовый расход сухого воздуха:

$$L = W / (x_2 - x_0). \quad (3.17)$$

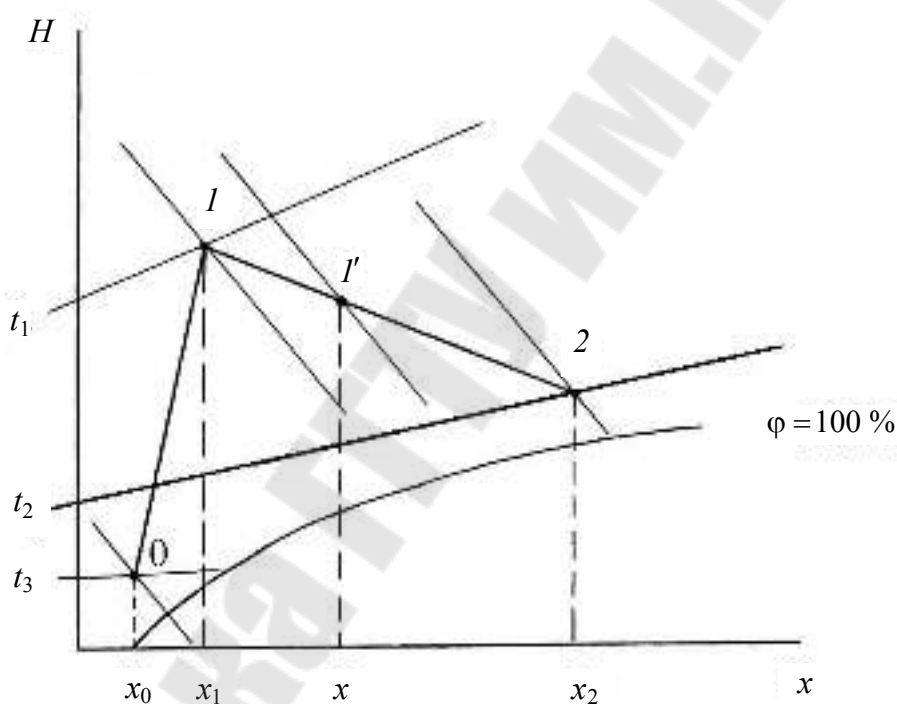


Рис. 3.2. Построение процесса сушки в $H-x$ диаграмме

Расход теплоты на сушку:

$$Q_c = L_{c.g.}(H_1 - H_0). \quad (3.18)$$

Расход топлива на сушку:

$$B = Q_c / Q. \quad (3.19)$$

Расчет барабанной сушилки с использованием кинетических закономерностей чрезвычайно затруднен, поэтому расчет будем вести через напряжение рабочего объема по испарившейся влаге A , ($\text{кг}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$) [6].

Рабочий объем сушильного барабана:

$$V_{\delta} = W / A. \quad (3.20)$$

Значения A приведены в [10].

Диаметр сушильного барабана при отношении $L_{\delta} / D = 3,5-7$ определяется из уравнения

$$V_{\delta} = (\pi D^2 / 4) L_{\delta}. \quad (3.21)$$

По геометрическим параметрам барабана выбираем стандартный и выписываем его технические характеристики.

Время сушки материала (τ , мин) определяем по формуле

$$\tau_{\text{сушки}} = \frac{120\beta\rho_{\text{нас}}(w_{\text{н}} - w_{\text{к}})}{A[200 - (w_{\text{н}} - w_{\text{к}})]}, \quad (3.22)$$

где $\rho_{\text{нас}}$ – насыпная плотность высушенного материала, $\text{кг}/\text{м}^3$; β – коэффициент заполнения барабана, который выбирается в зависимости от конструкции перевалочных устройств: для подъемно-лопастного перевалочного устройства $\beta = 12-14 \%$; для распределительного $\beta = 20,6 \%$; для распределительного с закрытыми ячейками $\beta = 27,5 \%$ [10].

Время пребывания высушиваемого материала в барабане:

$$\tau = V_{\delta}\beta\rho_{\text{нас}} / G_{\text{ср}}, \quad (3.23)$$

где $G_{\text{ср}} = (G_{\text{н}} + G_{\text{к}}) / 2$ – средняя масса материала, проходящего через барабан.

Рассчитываем объем материала, находящегося в барабане:

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{ср}}\tau_{\text{суш}}}{\rho_{\text{нас}} \cdot 60}. \quad (3.24)$$

Уточняем коэффициент заполнения барабана по формуле

$$\beta = V_{\text{м}} / V_{\delta}. \quad (3.25)$$

Частота вращения барабана:

$$n = \frac{mkL_{\delta}}{\tau D_{\delta} \text{tg}\alpha}, \quad (3.26)$$

где m, k – коэффициенты, зависящие от типа насадки и направления движения газа: для подъемно-лопастной насадки $m = 0,6, k > 0,2$

(прямоток), $k = 0,5$ (противоток); для лопастной секторной и секторной перевалочной насадок $m = 0,75-1,0$; $k > 0,7$ (прямоток), $k < 0,2$ (противоток). Угол наклона барабана определяется как

$$\alpha = \left(\frac{30L_6}{D_6 \cdot n \cdot \tau} + 0,007w_d \right) \frac{180}{\pi}, \quad (3.27)$$

где w_d – действительная скорость газа в сушилке.

Если полученное значение α меньше $0,5^\circ$ или больше 6° , то частоту вращения барабана необходимо соответственно уменьшить или увеличить и расчет повторить.

Действительная скорость сушильного агента w_d должна быть меньше скорости уноса, равной скорости витания частиц наименьшего размера:

$$w_{\text{вит}} = \frac{\mu_{\text{ср}}}{d_{\text{ч}} \rho_{\text{ср}}} \left(\frac{\text{Ar}}{18 + 0,575\sqrt{\text{Ar}}} \right), \quad (3.28)$$

где $\mu_{\text{ср}}$, $\rho_{\text{ср}}$ – вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$, и плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$, сушильного агента при средней его температуре; $\text{Ar} = d_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}} \rho_{\text{ср}} g / \mu_{\text{ср}}^2$ – число Архимеда; $\rho_{\text{ч}}$ – плотность частиц материала:

$$\rho_{\text{ср}} = [M_{\text{с.в}}(p_0 - p) + M_{\text{в}}p] \frac{T}{v_0 p_0 (T + t_{\text{ср}})}, \quad (3.29)$$

где $M_{\text{с.в}}$, $M_{\text{в}}$ – мольная масса сухого воздуха и воды; p_0 – давление при нормальных условиях, Па ; p – парциальное давление водяных паров, Па ; $T = 273 \text{ К}$; $v_0 = 22,4 \text{ м}^3/\text{моль}$; $t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2) / 2$ – средняя температура сушильного агента.

Парциальное давление водяных паров:

$$p = \frac{(x / M_{\text{в}}) p_0}{1 / M_{\text{с.в}} + x / M_{\text{в}}}, \quad (3.30)$$

где $x = (x_1 + x_2) / 2$ – среднее влагосодержание сушильного агента, $\text{кг}/\text{кг}$.

Если $w_d > w_{\text{вит}}$, необходимо уменьшить w_d , изменив диаметр сушилки.

Определяем мощность, необходимую для вращения барабана:

$$N = 0,078 D_6 L_6 \rho_{\text{нас}} \sigma n, \quad (3.31)$$

где σ – коэффициент, зависящий от типа насадки и коэффициента заполнения барабана β (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Значения коэффициентов заполнения барабана и типа посадки

Подъемно-лопастная насадка		Распределительная насадка	
β	σ	β	σ
0,1	0,038	0,1	0,013
0,25	0,071	0,25	0,044

3.1.3. Расчет сушилок с псевдооживленным слоем

Определяется масса влаги, удаляемой из высушиваемого материала по формуле (3.11).

Параметры отработанного воздуха определяются следующим образом: принимается температура сушильного агента t_2 на выходе из сушилки. Принимается условие полного перемешивания материала в псевдооживленном слое. Считается, что температура высушенного материала равна температуре материала в слое и равна $\theta_2 = t_2 - (1-2)^\circ\text{C}$.

Определяется разность между удельными теплопритоками и удельными теплотерями Δ по уравнению внутреннего теплового баланса сушилки, используя уравнение (3.13).

Используя диаграмму $H-x$ по известным параметрам свежего воздуха t_0 и φ_0 находится влагосодержание x_0 и энтальпия H_0 свежего воздуха. Положение точки 1 (параметры воздуха на входе в сушилку) на диаграмме $H-x$ определяется заданной температурой t_1 и влагосодержанием $x_1 = x_0$, т. к. нагрев сушильного агента осуществляется в калорифере через стенку. Для определения параметров воздуха на выходе из сушилки необходимо на диаграмме $H-x$ построить рабочую линию процесса сушки. Построение рабочей линии описано в п. 3.2.2.

Определяется расход воздуха на сушку по формуле (3.17).

Определяется средняя температура воздуха в сушилке $t_{\text{ср}}$, $^\circ\text{C}$, среднее влагосодержание $x_{\text{ср}}$, кг/кг, средняя плотность сухого воздуха $\rho_{\text{с.в}}$, кг/м³, и водяных паров $\rho_{\text{в.п}}$, кг/м³.

$$t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2) / 2; \quad x_{\text{ср}} = (x_1 + x_2) / 2; \quad (3.32)$$

$$\rho_{\text{с.в}} = \frac{M_{\text{с.в}}}{\vartheta_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_{\text{ср}}}; \quad \rho_{\text{в.п}} = \frac{M_{\text{в.п}}}{\vartheta_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_{\text{ср}}}. \quad (3.33)$$

Объемная производительность сушилки по воздуху:

$$V = \frac{L}{\rho_{с.в}} + \frac{x_{ср}L}{\rho_{в.п}}. \quad (3.34)$$

Расчетная скорость начала псевдоожижения $w_{пс}$ определяется по формуле

$$w_{пс} = \frac{Re \mu_{ср}}{\rho_{ср} d_{э}}. \quad (3.35)$$

Числа Рейнольдса и Архимеда:

$$Re = \frac{Ar}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}; \quad (3.36)$$

$$Ar = \frac{d_{э}^3 \rho_{ср} g \rho_{ч}}{\mu_{ср}^2}. \quad (3.37)$$

Здесь: $\mu_{ср}$, $\rho_{ср}$ – вязкость, Па · с, и плотность, кг/м³, сушильного агента при средней температуре; $\rho_{ч}$ – плотность частиц материала, кг/м³; $d_{э} = 1 / \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{d_i}$ – эквивалентный диаметр частиц материала, м; n – число фракций; m_i – содержание i -й фракции по массе; d_i – средний диаметр i -й фракции, м.

Рабочая скорость сушильного агента w должна лежать в пределах от $w_{пс}$ до $w_{вит}$. Скорость витания частиц $w_{вит}$ определяется по формуле (3.28). Рабочая скорость зависит от рабочего числа псевдоожижения $k_w = w / w_{пс}$. Если предельное число псевдоожижения $k_{пр} = (w_{вит} / w_{пс}) > 40$, то k_w рекомендуется выбирать в пределах от 3 до 7; если $k_{пр} < 40$, то k_w выбирается в пределах от 1,5 до 3 [6].

Рабочая скорость сушильного агента будет

$$w = k_w \cdot w_{пс}. \quad (3.38)$$

Определяется диаметр сушилки по уравнению расхода:

$$d = \sqrt{V / 0,785 \cdot w}. \quad (3.39)$$

Высоту псевдоожиженного слоя можно определить двумя методами. Один из них основывается на совместном решении уравнения материального баланса и массоотдачи [6]:

$$dw = w\rho_{cp}Sdx = \beta_y(x^* - x)dF, \quad (3.40)$$

где S – поперечное сечение сушилки, m^2 ; x и x^* – рабочее и равновесное влагосодержание воздуха, kg/kg ; F – поверхность высушиваемого материала, m^2 ; β_y – коэффициент массоотдачи, m/s .

Проведя преобразования и интегрируя при условии постоянства температур частиц по высоте слоя h , получим выражения для определения высоты псевдооживленного слоя [6]:

$$x^* - x_2 / (x^* - x_0) = \exp[-(\beta_y / w\rho_{cp}) \cdot (6(1 - \varepsilon)h) / d_3], \quad (3.41)$$

где ε – порозность псевдооживленного слоя при рабочей скорости сушильного агента, вычисляемая по формуле [1]:

$$\varepsilon = [(18Re + 0,36Re^2) / Ar]^{0,21}. \quad (3.42)$$

Число Рейнольдса $Re = wd_3\rho_{cp} / \mu_{cp}$.

Коэффициент массоотдачи β_y может быть определен из эмпирической зависимости [10]:

$$Nu'_y = 2 + 0,51Re^{0,52} Pr_y^{0,33}, \quad (3.43)$$

где $Nu'_y = \beta_y d_3 / D$ – диффузионный критерий Нуссельта; $Pr_y^{0,33} = \mu / \rho D$ – диффузионный критерий Прандтля. Здесь D – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при средней температуре в сушилке:

$$D = D_{20}[(T_0 + t_{cp}) / T_0]^{1,5}, \quad (3.44)$$

где D_{20} – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при $20^\circ C$, определяемый по таблице [11].

Другим способом определения высоты псевдооживленного слоя является использование эмпирических зависимостей кинетики теплообмена. Приравняв уравнение теплового баланса и уравнение теплоотдачи

$$dQ = w\rho_{cp}cSdt = \alpha(t - t_m)dF,$$

после преобразований и подстановки получим

$$\frac{t_2 - t_m}{t_1 - t_m} = \exp\left[-\frac{\alpha}{w\rho_{cp}c} \cdot \frac{6(1 - \varepsilon)}{d_3} h\right], \quad (3.45)$$

где c – теплоемкость воздуха при средней температуре, Дж/кг · К;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м² · К; t_m – температура материала, °С;
 ε – порозность слоя.

Принимая модель полного перемешивания материала в слое, можно считать температуру материала равной температуре мокрого термометра, которая находится с помощью H - x диаграммы по параметрам сушильного агента.

Коэффициент теплоотдачи можно определить по уравнениям [6]:

– при $Re_{ж} < 200$

$$Nu_{ж} = 1,6 \cdot 10^{-2} (Re_{ж} / \varepsilon)^{1/3} Pr_{ж}^{0,33}, \quad (3.46)$$

– при $Re_{ж} \geq 200$

$$Nu_{ж} = 0,4 (Re_{ж} / \varepsilon)^{0,67} Pr_{ж}^{0,33}, \quad (3.47)$$

где $Nu_{ж} = \alpha d_s / \lambda$ – число Нуссельта; $Pr_{ж} = c\mu / \lambda$ – число Прандтля;
 λ – коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре, Вт/(м · К).

После определения коэффициента теплоотдачи α определяем высоту псевдооживленного слоя h по формуле (3.45)).

На основании опыта эксплуатации аппаратов с псевдооживленным слоем установлено, что высота псевдооживленного слоя должна быть примерно в четыре раза больше высоты гидродинамической стабилизации $H_{ст}$, т. е. $H_{сл} \approx 4H_{ст}$.

В свою очередь $H_{ст}$ связана с диаметром отверстий распределительной решетки d_0 соотношением $H_{ст} \approx 20d_0$. Следовательно, $H_{сл} \approx 80d_0$.

В соответствии с ГОСТом 6636–69 диаметр d_0 выбирают из ряда (мм): 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6.

Число отверстий n в распределительной решетке:

$$n = d^2 F_c / d_0^2, \quad (3.48)$$

где d – диаметр аппарата, м; F_c – доля живого сечения решетки, м² ($F_c = 0,02$ – $0,1$).

Отверстия в распределительной решетке рекомендуется располагать по углам равносторонних треугольников, а поперечный шаг t' и продольный шаг t'' – вычислять по формулам [6]:

$$t' = 0,95d_0 F_c^{-0,5}; \quad t'' = 0,86t'. \quad (3.49)$$

Высота сепарационного пространства сушилки с псевдооживленным слоем $H_{\text{сеп}}$, м:

$$H_{\text{сеп}} = (4-6) H_{\text{сл}}. \quad (3.50)$$

Высоту псевдооживленного слоя можно определить пользуясь объемным напряжением сушилок с псевдооживленным слоем по влаге A , сведения о которых приводятся в [10].

Объем псевдооживленного слоя, $V_{\text{сл}}$, м³:

$$V_{\text{сл}} = W / A. \quad (3.51)$$

Высота псевдооживленного слоя $H_{\text{сл}}$, м:

$$H_{\text{сл}} = V_{\text{сл}} / F = V_{\text{сл}} / (0,785d^2). \quad (3.52)$$

Общая высота аппарата над решеткой H , м:

$$H = H_{\text{сл}} + H_{\text{сеп}}. \quad (3.53)$$

Гидравлическое сопротивление сушилки Δp , Па:

$$\Delta p_{\text{пс}} = \Delta p + \Delta p_{\text{р}}, \quad (3.54)$$

где $\Delta p_{\text{пс}}$ – гидравлическое сопротивление псевдооживленного слоя, Па; $\Delta p_{\text{р}}$ – гидравлическое сопротивление решетки, Па.

Величина $\Delta p_{\text{пс}}$ находится из соотношения [6]:

$$\Delta p_{\text{пс}} = \rho_{\text{ч}}(1 - \varepsilon)gH_{\text{сл}}. \quad (3.55)$$

Минимально допустимое гидравлическое сопротивление решетки (для соблюдения соотношения между гидравлическим сопротивлением слоя и решетки) определяется по формуле [6]:

$$\Delta p_{\text{р min}} = \Delta p_{\text{пс}} \frac{\kappa_w^2(\varepsilon - \varepsilon_0)}{(\kappa_w^2 - 1)(1 - \varepsilon_0)}, \quad (3.56)$$

где $\varepsilon_0 = 0,4$ – порозность неподвижного слоя.

Тогда гидравлическое сопротивление выбранной решетки будет

$$\Delta p_{\text{р}} = \xi \left(\frac{w}{F_{\text{с}}} \right)^2 \frac{\rho_{\text{ср}}}{2}, \quad (3.57)$$

где $\xi = 1,5-1,75$ – коэффициент сопротивления решетки.

Значение Δp_p должно превышать Δp_{pmin} . Если же $\Delta p_p < \Delta p_{pmin}$, необходимо выбрать другую долю живого сечения F_c распределительной решетки [6].

3.1.4. Расчет пневматической трубы-сушилки

В настоящее время в промышленности и в строительстве для сушки сыпучих материалов широкое применение нашли пневматические трубы-сушилки, принципиальная схема которых представлена на рис. 3.3.

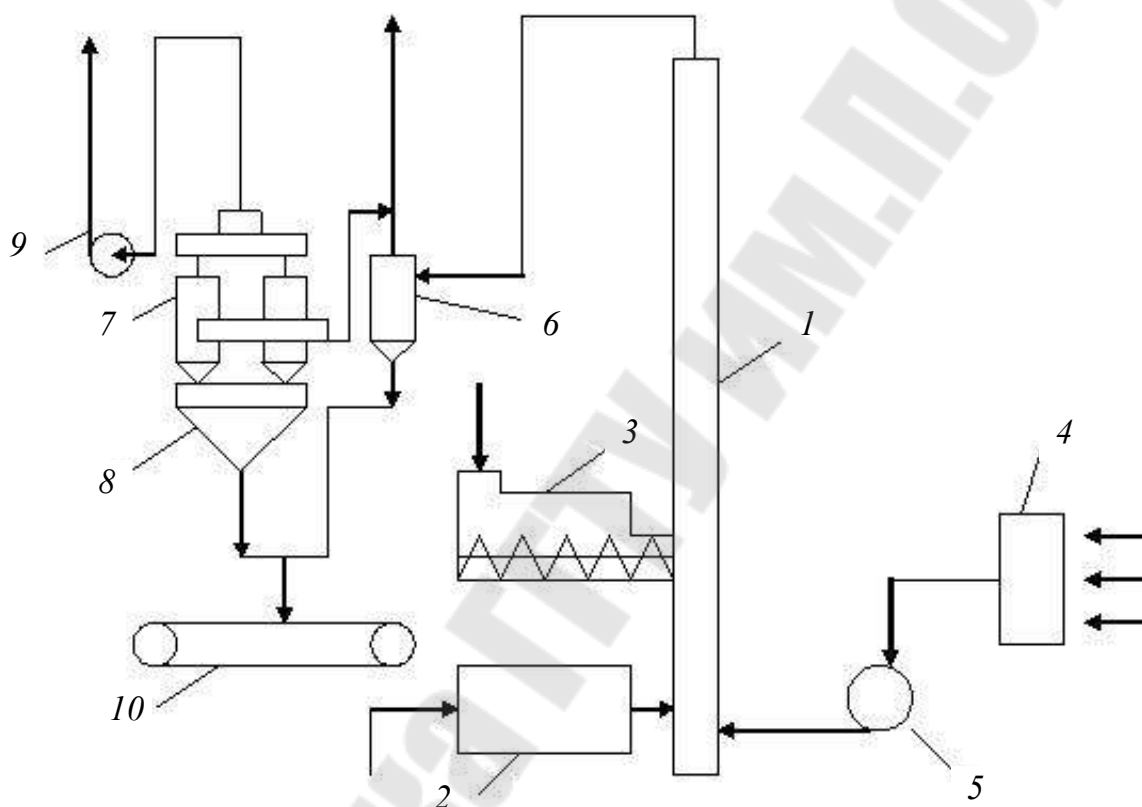


Рис. 3.3. Принципиальная схема трубы-сушилки: 1 – труба-сушилка; 2 – топка; 3 – бункер-питатель влажного материала; 4 – воздухозаборник с фильтрами; 5 – воздуходувка; 6 – циклон; 7 – батарейный циклон; 8 – бункер-сборник сухого материала; 9 – вентилятор; 10 – ленточный транспортер сухого материала

Как правило, при расчете таких сушильных установок задаются производительностью по сухому продукту G_2 , кг/ч (кг/с); начальным w_1^0 и конечным w_2^0 влагосодержанием сушимого материала, %; фракционным составом сушимого материала; температурой материала, поступающего в сушилку t_{m1} , °С; начальной t_1 и конечной t_2 температурами сушильного агента, °С; видом сушильного агента; схемой сушильной установки. В качестве сушильного агента в трубах-

сушилках применяют смесь топочных газов и воздуха. Расчет пневматической трубы-сушилки начинается с определения параметров топочных газов, параметров воздуха и энтальпии сушильного агента на входе в сушилку (см. расчет барабанной сушилки). Затем производится тепловой конструктивный расчет сушилки.

Коэффициент теплоотдачи от газа к частицам определяется по соотношению [12]:

$$Nu = 0,4Fe^{0,9}, \quad (3.58)$$

где $Fe = d_{cp} \sqrt[3]{4g(\rho_m - \rho_c) / 3\nu^2 \rho_c}$ – критерий Федорова. Коэффициент теплоотдачи $\alpha = Nu\lambda_c / d_{cp}$. Здесь: ρ_m – плотность сушимого материала, кг/м^3 ; ρ_c – плотность сушильного агента, кг/м^3 ; ν – кинематическая вязкость сушильного агента, $\text{м}^2/\text{с}$; λ_c – теплопроводность сушильного агента, Вт/мК ; d_{cp} – средний диаметр частиц сушимого материала, м. Значения физических величин берутся при средней температуре сушильного агента.

Поверхность частиц, проходящих через сушилку в течение часа:

$$F = 0,6G_2 / d_{cp}\rho_m. \quad (3.59)$$

Время сушки:

$$\tau = Q / \alpha F \Delta t_{cp}, \quad (3.60)$$

где Q – тепловая мощность сушилки, кВт; Δt_{cp} – средняя разность температур между газом и частицами материала, $^{\circ}\text{C}$, определяемая по формуле

$$\Delta t_{cp} = [(t_1 - t_{m2}) - (t_2 - t_{m2})] \ln[(t_1 - t_{m2}) / (t_2 - t_{m2})]. \quad (3.61)$$

Здесь t_{m2} – температура материала на выходе из сушилки, $^{\circ}\text{C}$.

Затем определяется скорость витания частиц по графику $Ar = f(Re)$. Число Архимеда может быть определено по формуле

$$Ar = d_{cp}^3 \rho_m g / \nu^2 Pr. \quad (3.62)$$

Здесь $Pr = \nu/a$ – число Прандтля сушильного агента.

По найденному числу $Re_{вит}$ определяется скорость витания как

$$w_{вит} = Re_{вит} \nu / d_{cp}.$$

Необходимая скорость сушильного агента $w_{ca} = 1,25w_{вит}$. При сушке и транспортировке частиц, имеющих разные размеры, расчетная скорость принимается в два раза больше скорости витания частиц наибольшего размера [12].

Длина трубы-сушилки:

$$l = \tau(w_{ca} - w_{вит}). \quad (3.63)$$

Дополнительная длина разгонного участка:

$$l_{доп} = 0,5w_{ca}d_{ср}. \quad (3.64)$$

Общая длина трубы-сушилки $L = l + l_{доп}$.

Диаметр трубы-сушилки:

$$D = \sqrt{V / 0,785w_{ca}}, \quad (3.65)$$

где V – объемный расход сушильного агента, м³/с.

Затем определяется диаметр циклона, по которому выбирается его типоразмер [12]:

$$D_{ц} = \sqrt[4]{V\rho\xi / \Delta p}, \quad (3.66)$$

где ξ – коэффициент сопротивления циклона; Δp – гидравлическое сопротивление циклона, Па.

Батарейный циклон (батарею мультициклонов) устанавливают с целью увеличения степени очистки сушильного агента. Количество мультициклонов определяют по формуле [12]:

$$n = (V / D^2)\sqrt{\xi\rho / \Delta p}. \quad (3.67)$$

Гидравлическое сопротивление трубы-сушилки:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_p + \sum \Delta p_m + w_0^2\rho / g, \quad (3.68)$$

где $\Delta p_{тр} = (\lambda L / D)(w^2\rho / g)(1 + \mu)$ – сопротивление трения, Па; $\Delta p_p = (w^2\rho / g)(\psi\xi + K_p\mu)$ – потери напора, связанные с затратой энергии на разгон частиц материала, Па; $\Delta p_m = (w^2\rho\xi / g)(1 + K_n\mu)$ – потери напора, связанные с местными сопротивлениями, Па.

Здесь: w – скорость сушильного агента, м/с; ρ – плотность сушильного агента, кг/м³; $\mu = G_2 / L_{ca}$ – концентрация транспортируемого сушимого материала; $\lambda = 0,1[\varepsilon + 100/Re]^{0,25}$ – коэффициент трения; L_{ca} – массовый расход сушильного агента, кг/ч (кг/с); ψ , K_p , K_n –

опытные коэффициенты, принимаемые по [6]; ξ – коэффициент местных сопротивлений; w_0 – скорость сушильного агента на выходе из вентилятора, м/с.

Гидравлическое сопротивление всего тракта сушилки:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Delta p + \Delta p_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{мц}} + \Delta p_{\text{вф}}, \quad (3.69)$$

где $\Delta p_{\text{ц}}$ – гидравлическое сопротивление циклона, Па; $\Delta p_{\text{мц}}$ – гидравлическое сопротивление мультициклона, Па; $\Delta p_{\text{вф}}$ – гидравлическое сопротивление воздушного фильтра, Па.

Производительность центробежного вентилятора:

$$G = L_{\text{са}} + W, \quad (3.70)$$

где W – масса выпаренной влаги, кг/с.

Подбор центробежного вентилятора производят по номограммам.

Мощность, потребляемая вентилятором:

$$N = \rho_0 G H / \rho_{\text{л}} \eta, \quad (3.71)$$

где ρ_0 – плотность сушильного агента при температуре 20 кг/м³; $\rho_{\text{л}}$ – плотность сушильного агента при температуре выхода его из сушилки, кг/м³; H – расчетный напор вентилятора, Па; $H = \rho_0 / \rho_{\text{л}} (\Delta p_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{мц}})$.

3.1.5. Схемы конвективных сушильных установок

Рассмотренная в п. 3.2.2 барабанная сушилка работает по схеме с однократным использованием сушильного агента, которая является основной и наиболее распространенной. Для повышения тепловой экономичности сушильных установок применяют более сложные теплотехнологические схемы: установки с рециркуляцией сушильного агента, многозонные установки с промежуточным подогревом сушильного агента в отдельных зонах, многозонные установки с промежуточным подогревом и рециркуляцией сушильного агента в отдельных зонах и др. [1].

Рассмотрим тепловой расчет сушильных установок с однократным использованием сушильного агента и с рециркуляцией, для чего может быть использована H - d диаграмма влажного воздуха.

Сушка с однократным использованием сушильного агента. Принципиальная схема такой установки упрощенно показана на рис. 3.4, а, а на рис. 3.4, б показано изменение состояния сушильного агента в H - d диаграмме.

Для теоретической сушилки, в которой отсутствуют потери теплоты на нагревание материала, транспортных устройств, в окружающую среду и в которой нет дополнительного тепловыделения и температура входящего в нее материала равна 0°C , энтальпия сушильного агента на входе в сушильную камеру равна энтальпии его на выходе, т. е. $H_1 = H_2 = \text{const}$.

Процесс сушки осуществляется за счет адиабатного испарения влаги из высушиваемого материала в сушильный агент, который в такой установке меняет свою температуру от температуры окружающей среды t_0 до температуры t_1 в калорифере и затем охлаждается в сушилке до температуры t_2 , поглощая влагу. Влагосодержание его при этом изменяется от d_0 до d_2 (рис. 3.4).

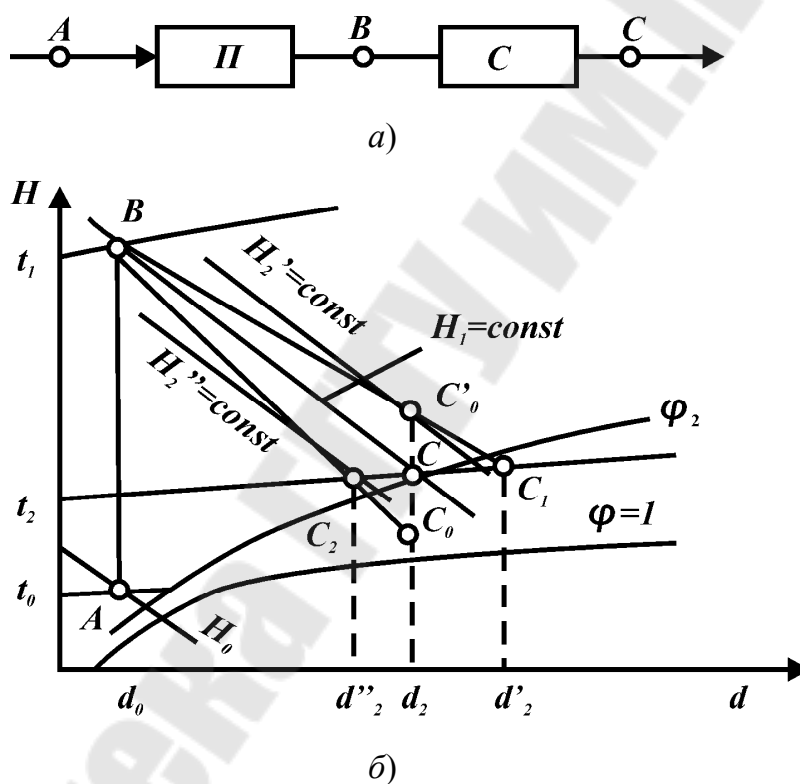


Рис. 3.4 [1]. Схема сушильной установки с однократным использованием сушильного агента (а) и H - d диаграмма изменения его состояния (б): П – калорифер; С – сушильная камера; А – состояние сушильного агента на входе в калорифер; В – состояние сушильного агента на входе в сушильную камеру; С – состояние сушильного агента на выходе из сушильной камеры

В качестве сушильного агента в таких установках применяется воздух, процесс нагрева которого в калорифере изображается вертикальной прямой $d_0 = \text{const}$ (отрезок АВ). Линия ВС соответствует изменению состояния воздуха в сушильной камере от t_1 , $d_1 = d_0$ перед

камерой до t_2 , d_2 на выходе из камеры [1], [3]. Удельные расходы воздуха и теплоты при этом можно определить как:

$$l = 1000/(d_2 - d_0); \quad q = 1000 \cdot (H_1 - H_0)/(d_2 - d_0). \quad (3.72)$$

В действительной сушильной установке при условии неравенства суммы удельных дополнительных теплопритоков $\sum q_{\text{тп}}$ и суммы удельных теплопотерь $\sum q_{\text{пот}}$ возможны два случая:

- 1) $\sum q_{\text{тп}} - \sum q_{\text{пот}} = \Delta > 0$, тогда $H_1 < H_2$;
- 2) $\Delta < 0$, тогда $H_1 > H_2$.

Для этих двух случаев построение процессов изменения состояния сушильного агента в $H-d$ диаграмме производят следующим образом:

- предварительно рассчитывают значение Δ ;
- по известной конечной температуре сушильного агента t_2 определяют конечное влагосодержание d_2 как точку пересечения изотермы t_2 и линии $H_1 = \text{const}$ (точка C на рис. 3.4); процесс BC соответствует изменению состояния сушильного агента в теоретической сушилке;
- по разности влагосодержаний $d_2 - d_0$ рассчитывают энтальпию H_2 , которая соответствует точке C_0 при $\Delta < 0$ или H_2 – точке C_0 при $\Delta > 0$;
- соединяя точку C_0 или C_0 с точкой B , получают политропу действительного процесса (BC_1 или BC_2).

Удельный расход воздуха l на 1 кг испаренной влаги для действительного процесса сушки при $\Delta > 0$ будет меньше, а при $\Delta < 0$ больше, чем расход воздуха в теоретической сушилке, т. к. $d_2'' - d_0 < d_2 - d_0 < d_2' - d_0$ [1].

Определяют удельный расход теплоты:

$$q = l(H_1 - H_0) = 1000(H_1 - H_0)/(d_2 - d_0). \quad (3.73)$$

Сушка с рециркуляцией сушильного агента заключается в возврате отработавшего сушильного агента с большим влагосодержанием в сушильную камеру и смешение его с сушильным агентом, выходящим из подогревателя (калорифера) (рис. 3.5, а) или с сушильным агентом, входящим в калорифер (рис. 3.5, б). Процесс рециркуляции и параметры смеси сушильного агента определяются коэффициентом k , который равен отношению расходов сухого рециркулирующего и сухого смешиваемого сушильного агентов [1].

Преимущества сушилок с рециркуляцией сушильного агента:

- более высокая тепловая экономичность. Чем выше коэффициент рециркуляции, тем ниже удельные расходы теплоты;

– повышенные влагосодержание и относительная влажность сушильного агента на выходе, что снижает тепловые напряжения в сушимом материале.

Недостатки сушилок с рециркуляцией – теплотехнологические и производственные трудности осуществления сушки сушильным агентом с высоким влагосодержанием.

На рис. 3.5, *а* показана схема сушилки с рециркуляцией, в которой возврат и смешение отработавшего воздуха осуществляется перед сушилкой, а на рис. 3.5, *б* – перед калорифером. Вторая схема получила в практике сушки большее распространение как относительно простая в техническом отношении, поэтому ниже рассмотрим построение процессов и тепловой расчет такой сушильной установки.

Свежий воздух поступает в сушилку с параметрами точки *A* (t_0, d_0) и меняет свое состояние: сначала при смешении с частью отработавшего до состояния точки *B* ($t_1, d_{см}$) воздуха (процесс *AD*), затем нагревается в калорифере до состояния точки *C* ($t_1, d_{см}$) и в сушилке при взаимодействии с сушимым материалом до состояния точки *D* (t_2, d_2) – (процесс *CD*).

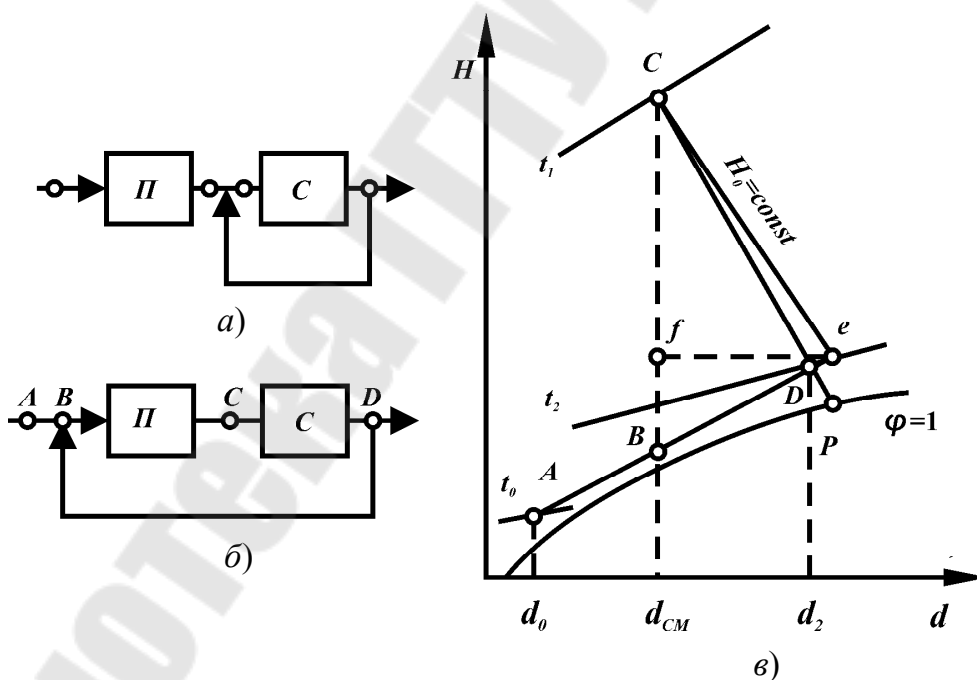


Рис. 3.5 [1]. Схемы сушильных установок с рециркуляцией сушильного агента и изменение его состояния (по схеме *б*) в *H-d* диаграмме:

A – состояние свежего воздуха перед смешением (t_0, d_0);

B – параметры смеси свежего воздуха и рециркулируемого ($t_2, d_{см}$);

C – параметры воздуха на входе в сушильную камеру ($t_1, d_{см}$);

D – параметры воздуха на выходе из сушильной камеры (t_2, d_2)

Уравнение материального баланса по влаге для такой сушиллки будет [1], [2]:

$$(Ld_{\text{см}}/1000) + W = Ld_2/1000, \quad (3.74)$$

где L – расход сухого воздуха, проходящего через сушиллку, кг/с; W – расход по испаренной влаге, кг/с.

Удельный расход воздуха l , кг/с:

$$l = 1000/(d_2 - d_{\text{см}}), \quad \text{или} \quad l = 1000(1 + k)/(d_2 - d_0). \quad (3.75)$$

Общий расход сушильного агента в установке:

$$L = L_0(1 + k). \quad (3.76)$$

Расход рециркулирующего воздуха:

$$L_p = L_0k = Lk/(1 + k). \quad (3.77)$$

Удельные расходы свежего и рециркулирующего воздуха:

$$l_0 = 1000/(d_2 - d_0); \quad l_p = 1000k/(d_2 - d_0). \quad (3.78)$$

При известных значениях t_0 , d_0 , t_1 , k , l и Δ или t_0 , d_0 , t_1 , t_2 , k величины влагосодержания сушильного агента на выходе d_2 и смеси $d_{\text{см}}$ можно определить по формулам [1]:

$$d_2 = d_0 + 1000(1 + k)/l; \quad d_{\text{см}} = (d_0 + kd_2)/(1 + k). \quad (3.79)$$

Определив конечное влагосодержание d_2 и влагосодержание смеси $d_{\text{см}}$, можно построить процесс сушки в $H-d$ диаграмме: наносят точки A и D , соответствующие параметрам t_0 , d_0 и t_2 , d_2 . Соединяя точки A и D на пересечении с вертикалью $d_{\text{см}} = \text{const}$, находят точку B , которая соответствует параметрам смеси воздуха перед калорифером. Линия BC – это нагрев смеси воздуха в калорифере до температуры t_1 при влагосодержании $d_{\text{см}} = \text{const}$. Соединяя точки C и D , получают линию процесса сушки. Для теоретической сушиллки ($\Delta = 0$) линия CD совпадает с линией $H_c = \text{const}$ [1], [3]. Если же температура t_2 неизвестна, но известны значения Δ и общий удельный расход воздуха в сушиллке l , то построение процесса сушки в $H-d$ диаграмме проводят следующим образом: точка C соответствует параметрам воздуха после калорифера (t_1 , $d_{\text{см}}$) и является пересечением изотермы t_1 и линии $d_{\text{см}} = \text{const}$. Через точку C проводят

линию $H_c = \text{const}$ и берут на ней произвольную точку e , через которую проводят горизонталь до пересечения с линией $d_{\text{см}} = \text{const}$ (точка f). Вычисляют длину отрезка ep и при $\Delta < 0$ откладывают его вниз по вертикали (точка p). Соединяя точки C и P получают точку D как пересечение прямой CP с линией $d_2 = \text{const}$. Затем соединяют точки A и D и на пересечении с линией $d_{\text{см}} = \text{const}$ получают точку B .

Удельный расход теплоты:

$$q = l / (H_c - H_B). \quad (3.80)$$

Сушильные установки на топочных газах

Для повышения экономичности сушильных установок и с целью интенсификации процессов тепло- и массообмена в качестве сушильного агента часто применяют топочные газы, как правило, в смеси с воздухом при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 5$. В этом случае расчет сушильной установки с определением общих расходов теплоты и сушильного агента может быть выполнен с использованием $H-d$ диаграммы.

Принципиальная схема сушильной установки на топочных газах представлена на рис. 3.6, *а*. Она состоит из топочного устройства 1, камеры смешения 2, сушильной камеры 3 и дымососа 4.

Процессы смешения топочных газов и воздуха и тепломассообмена в сушильной камере на $H-d$ диаграмме представлены на рис. 3.6, *б*. Здесь точка A соответствует параметрам окружающего воздуха, а точка K – параметрам топочных газов. Линия AK представляет собой процесс смешения воздуха и топочных газов. Пересечение линии AK и изотермы t_1 даст точку M , соответствующую состоянию сушильного агента (смеси воздуха и топочных газов) на входе в сушилку. Через точку M проводят линию $H_1 = \text{const}$ до пересечения ее с изотермой $t_2 = \text{const}$ (точка C_0). Линия MC_0 – это процесс изменения состояния сушильного агента в теоретической сушилке. Для построения действительного процесса сушки вначале определяют Δ , затем H_2' по формуле $l(H_1 - H_2') = -\Delta$ и наносят точку E . Соединяют точки M и E и на пересечении линии ME с изотермой t_2 получают точку C , соответствующую параметрам уходящего сушильного агента.

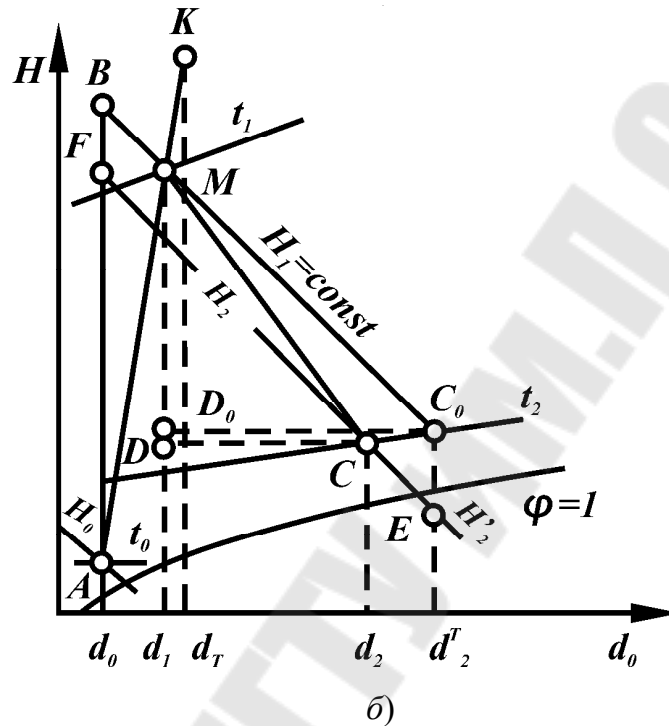
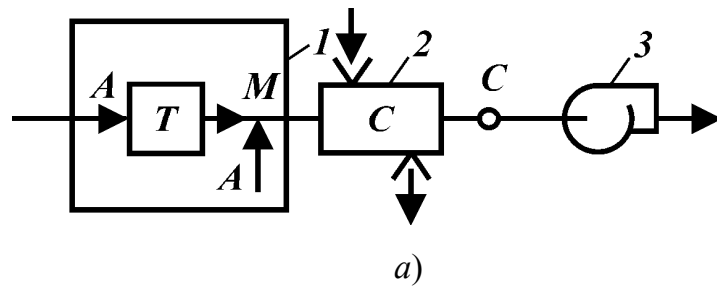


Рис. 3.6 [1]. Принципиальная схема сушильной установки на топочных газах (а) и процесс сушки в $H-d$ диаграмме (б)

Для теоретической сушилки:

– удельный расход сушильного агента:

$$l = 1000 / (d_2^m - d_1); \quad (3.81)$$

– удельный расход теплоты:

$$q = l(H_1 - H_0). \quad (3.82)$$

Для действительной сушилки:

– удельный расход сушильного агента:

$$l = 1000 / (d_2 - d_1); \quad (3.83)$$

– удельный расход теплоты:

$$q = l(H_2 - H_0) - \Delta. \quad (3.84)$$

Сушилки с рециркуляцией топочных газов

Если сушимый материал имеет ограничения по температуре сушильного агента, то для сушки используют схемы с рециркуляцией газов. Принципиальная схема такой сушилки представлена на рис. 3.7, а, а на рис. 3.7, б – процессы изменения состояния сушильного агента в сушильной камере в $H-d$ диаграмме.

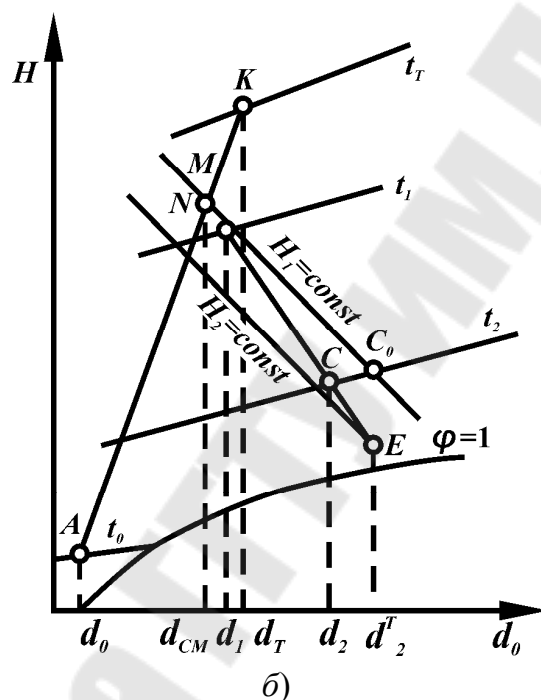
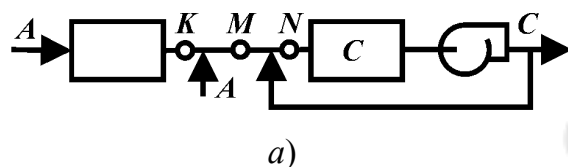


Рис. 3.7 [1]. Принципиальная схема сушилки с рециркуляцией топочных газов и изображение изменения их состояния в $H-d$ диаграмме

Построение процессов изменения состояния сушильного агента в сушилке производится следующим образом: по заданным значениям температуры t_0 и влагосодержания d_0 наружного воздуха рассчитывают температуру и влагосодержание топочных газов t_T и d_T , определяют координаты точки K и проводят линию AK , соответствующую процессу смешения топочных газов и окружающего воздуха. По рекомендуемому значению температуры сушильного агента на выходе из камеры смешения $t_{кc}$ находят положение точки M , через которую проводят линию $H_1 = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_2 = \text{const}$ (точка C_0). Рассчитывают значение Δ , определяют энтальпию H_2' и про-

водят линию $H_2' = \text{const}$ до пересечения с $d_2^T = \text{const}$ (точка E). Проводят линию ME и на пересечении с изотермами t_1 и t_2 получают точки N и C . Линия NC соответствует процессу в сушилке [1].

Удельный расход сушильного агента в сушилке [1]:

$$l = 1000 / (d_2 - d_1). \quad (3.85)$$

Удельный расход газов, поступающих из камеры смешения:

$$l_{\text{КС}} = 1000 / (d_2 - d_{\text{см}}). \quad (3.86)$$

Удельный расход топочных газов:

$$l_m = 1000(d_{\text{см}} - d_0) / [(d_2 - d_{\text{см}})(d_T - d_0)]. \quad (3.87)$$

Удельный расход воздуха:

$$l_0 = 1000(d_T - d_{\text{см}}) / [(d_2 - d_{\text{см}})(d_T - d_0)]. \quad (3.88)$$

Удельный расход теплоты:

$$q = l(H_2 - H_0) - \Delta. \quad (3.89)$$

Глава 4. АБСОРБЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

4.1. Общие сведения о процессах сорбции

Абсорбцией называют процесс поглощения газов или паров из газовых или парогазовых смесей жидким поглотителем – *абсорбентом*. Если поглощаемый газ – *абсорбтив* – химически не взаимодействует с абсорбентом, то такую абсорбцию называют *физической* (непоглощаемую составную часть газовой смеси называют *инертном*, или *инертным газом*). Если же абсорбтив образует с абсорбентом химическое соединение, то такой процесс называют *хемосорбцией*. В технике часто встречается сочетание обоих видов абсорбции.

Физическая абсорбция (или просто абсорбция) обычно обратима. На этом свойстве абсорбционных процессов основано выделение поглощенного газа из раствора – *десорбция*. Десорбцию газа проводят отгонкой его в токе инертного газа или водяного пара в условиях подогрева абсорбента или снижения давления над абсорбентом. Отработанные после хемосорбции абсорбенты обычно регенерируют химическими методами или нагреванием.

Сочетание абсорбции и десорбции позволяет многократно применять поглотитель и выделять поглощенный газ в чистом виде. Часто десорбцию проводить не обязательно, т. к. полученный в результате абсорбции раствор является конечным продуктом, пригодным для дальнейшего использования.

В промышленности абсорбцию применяют для решения следующих основных задач:

1) для получения готового продукта (например, абсорбция SO_3 в производстве серной кислоты, абсорбция HCl с получением хлороводородной кислоты, абсорбция оксидов азота водой в производстве азотной кислоты и т. д.); при этом абсорбцию проводят без десорбции;

2) для выделения ценных компонентов из газовых смесей (например, абсорбция бензола из коксового газа; абсорбция ацетиленов из газов крекинга или пиролиза природного газа и т. д.); при этом абсорбцию проводят в сочетании с десорбцией;

3) для очистки газовых выбросов от вредных примесей (например, очистка топочных газов от SO_2 , очистка от фтористых соединений газов, выделяющихся при производстве минеральных удобрений и т. д.). Очистку газов от вредных примесей адсорбцией используют также применительно к технологическим газам, когда присутствие

примесей недопустимо для дальнейшей переработки газа (например, очистка коксового и нефтяного газов от H_2S , очистка азотоводородной смеси для синтеза аммиака от CO_2 и CO и т. д.). В этих случаях извлекаемые из газовых смесей компоненты обычно используют, поэтому их выделяют десорбцией;

4) для осушки газов, когда в абсорбционных процессах (абсорбция, десорбция) участвуют две фазы – жидкая и газовая – и происходит переход вещества из газовой фазы в жидкую (при абсорбции) или наоборот, из жидкой фазы в газовую (при десорбции), причем инертный газ и поглотитель являются только носителями компонента соответственно в газовой и жидкой фазах и в этом смысле в массопереносе не участвуют.

Аппараты, в которых проводят процессы абсорбции, называют *абсорберами*.

Равновесие при абсорбции

При взаимодействии какого-либо газа с жидкостью возникает система, состоящая как минимум из трех компонентов (распределяемое вещество и два распределяющих вещества или носителя) и двух фаз – жидкой и газовой. Такая система по правилу фаз имеет три степени свободы ($C = K - \Phi + 2 = 3 - 2 + 2 = 3$).

Для данного случая массообмена переменными являются температура, давление и концентрации компонента A в газовой и жидкой фазах. Следовательно, в состоянии равновесия при условии постоянства температуры и общего давления зависимость между концентрациями распределяемого в газовой и жидкой фазах компонента (или парциальным давлением газа и составом жидкости) будет однозначной. Эта зависимость выражается **законом Генри**: *парциальное давление растворенного газа пропорционально его молярной доле в растворе*:

$$p_A^* = E x_A, \quad (4.1)$$

или *растворимость газа (поглощаемого компонента A) в жидкости при данной температуре пропорциональна его парциальному давлению над жидкостью*:

$$x_A^* = (1/E) p_A, \quad (4.2)$$

где E – коэффициент пропорциональности, называемый *коэффициентом*, или *константой Генри*; p_A^* – парциальное давление поглощаемого газа, находящегося в равновесии с раствором, имеющим концентрацию x_A (в мол. долях); x_A^* – концентрация газа в растворе (в мол. долях), равновесная с газовой фазой, в которой парциальное давление поглощаемого компонента равно p_A .

Чем выше растворимость газа в абсорбенте, тем меньше расход этого абсорбента. Поэтому при выборе абсорбента растворимость в нем поглощаемого газа рассматривается как важнейшее свойство данного абсорбента (наряду со стоимостью, доступностью, токсичностью, пожаро- и взрывоопасностью и т. п.).

Величина E для данного газа не зависит от общего давления в системе, но зависит от природы абсорбента и поглощаемого газа и от температуры.

Зависимость константы Генри от температуры выражается следующим уравнением:

$$\ln E = -(q / RT) + c, \quad (4.3)$$

где q – дифференциальная теплота растворения газа; c – постоянная, зависящая от природы газа и абсорбента.

4.2. Классификация и принцип действия абсорберов

Абсорбция, как и другие процессы массопередачи, протекает на поверхности раздела фаз. Поэтому абсорбционные аппараты – *абсорберы* – должны обеспечить развитую поверхность контакта между жидкой и газовой фазами. По способу образования этой поверхности, что непосредственно связано с конструктивными особенностями абсорберов, их можно подразделить на четыре основные группы: 1) пленочные; 2) насадочные; 3) тарельчатые; 4) распыливающие.

4.2.1. Пленочные абсорберы

В пленочных абсорберах поверхностью контакта фаз является поверхность жидкости, текущей по твердой, обычно вертикальной стенке. К этому виду аппаратов относятся: 1) трубчатые абсорберы; 2) абсорберы с плоскопараллельной или листовой насадкой; 3) абсорберы с восходящим движением пленки жидкости.

Трубчатый абсорбер. По устройству (рис. 4.1) он аналогичен кожухотрубчатому теплообменнику. Абсорбент поступает на верх-

ную трубную решетку, распределяется по трубам 2 и стекает по их внутренней поверхности в виде тонкой пленки. В абсорберах с большим числом труб для улучшения распределения абсорбента по трубам применяют специальные распределительные устройства. Газ движется по трубам снизу вверх навстречу стекающей жидкой пленке. В случае необходимости отвода теплоты абсорбции в межтрубное пространство абсорбера подают охлаждающий агент (обычно воду).

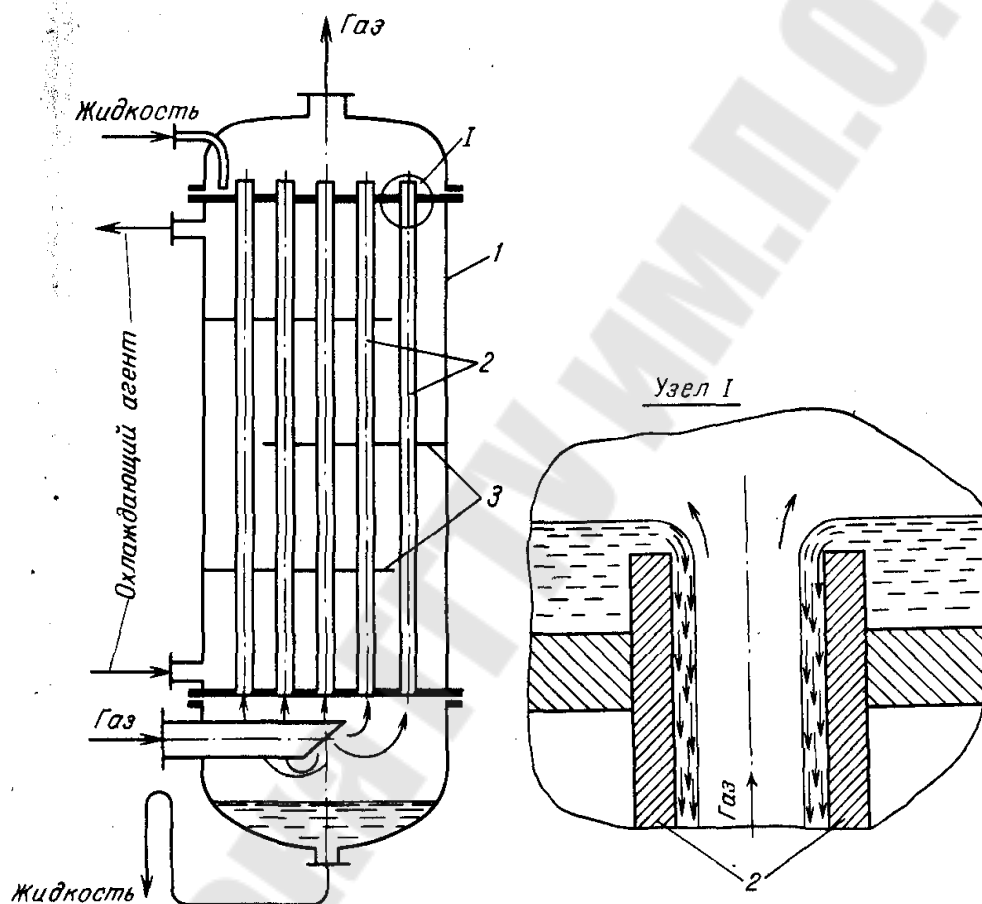


Рис. 4.1 [6], [18]. Трубчатый пленочный абсорбер:
1 – корпус; 2 – трубки; 3 – перегородки

Абсорбер с плоскопараллельной насадкой. Такой аппарат представлен на рис. 4.2. Пакет листовой насадки 1 в виде вертикальных листов из различного материала (металл, пластические массы, натянутая на каркас ткань и др.) помещают в колонну (абсорбер). В верхней части абсорбера находятся распределительные устройства 2 для обеспечения равномерного смачивания листовой насадки с обеих сторон.

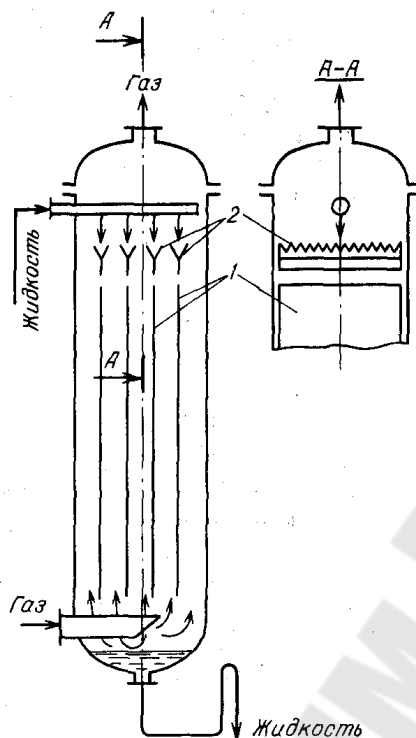


Рис. 4.2 [6], [18]. Пленочный абсорбер с плоско-параллельной (листовой) насадкой: 1 – пакеты листовой насадки; 2 – распределительное устройство

Пленочный абсорбер с восходящим движением пленки. Такие аппараты (рис. 4.3, а, б) состоят из пучка труб 1, закрепленных в трубных решетках 2. Газ проходит через распределительные патрубки 4, расположенные соосно с трубами 1. Абсорбент поступает в трубы через щели 5 (см. узел Б). Движущийся с достаточно высокой скоростью газ увлекает жидкую пленку снизу вверх, т. е. абсорбер работает в режиме восходящего прямотока (см. разд. 5.10). По выходе из труб 1 жидкость сливается на верхнюю трубную решетку и выводится из абсорбера. Для снижения брызгоуноса с отходящим газом в абсорбере устанавливаются брызгоотбойники 3. С целью охлаждения абсорбента в межтрубное пространство подают охлаждающий агент. Для повышения эффективности процесса применяют многоступенчатые абсорберы подобного типа.

На рис. 4.3, б показан двухступенчатый пленочный абсорбер с восходящим движением жидкости, каждая ступень которого работает по принципу прямотока, в то время как в аппарате в целом газ и жидкость движутся противотоком. Применение многоступенчатых абсорберов существенно усложняет их конструкцию.

В аппаратах с восходящим потоком жидкости можно создавать очень высокие скорости газа (порядка десятков метров в секунду), коэффициенты массопередачи при этом существенно возрастают, но одновременно с этим сильно растет их гидравлическое сопротивление. Последнее обстоятельство затрудняет широкое применение этих аппаратов для проведения процессов абсорбции при невысоких давлениях в системе.

4.2.2. Насадочные абсорберы

Насадочные абсорберы получили наибольшее применение в промышленности. Эти абсорберы представляют собой колонны, заполненные насадкой – твердыми телами различной формы. В насадочной колонне 1 (рис. 4.4, а, б) насадка 3 укладывается на опорные решетки 4, имеющие отверстия или щели для прохождения газа и стока жидкости, которая достаточно равномерно орошает насадку 3 с помощью распределителя 2 и стекает по поверхности насадочных тел в виде тонкой пленки вниз. Однако равномерного распределения жидкости по всей высоте насадки по сечению колонны обычно не достигается, что объясняется пристеночным эффектом. Вследствие этого жидкость имеет тенденцию растекаться от центральной части колонны к ее стенкам. Отсюда следует, что жидкость практически полностью оттесняется от места ввода абсорбента к периферии колонны на расстоянии, равном четырем-пяти ее диаметрам. Поэтому часто насадку в колонну загружают секциями высотой в четыре-пять диаметров (но не более 3–4 метров в каждой секции), а между секциями (слоями насадки) устанавливают перераспределители жидкости 5 (рис. 4.4, б), назначение которых состоит в направлении жидкости от периферии колонны к ее оси.

Гидродинамические режимы в насадочных абсорберах

Рассмотрим гидродинамические режимы в противоточных насадочных колоннах.

Режим – *пленочный* – наблюдается при небольших плотностях орошения на малых скоростях газа. В этом режиме отсутствует влияние газового потока на скорость стекания по насадке жидкой пленки и, следовательно, на количество задерживаемой в насадке жидкости.

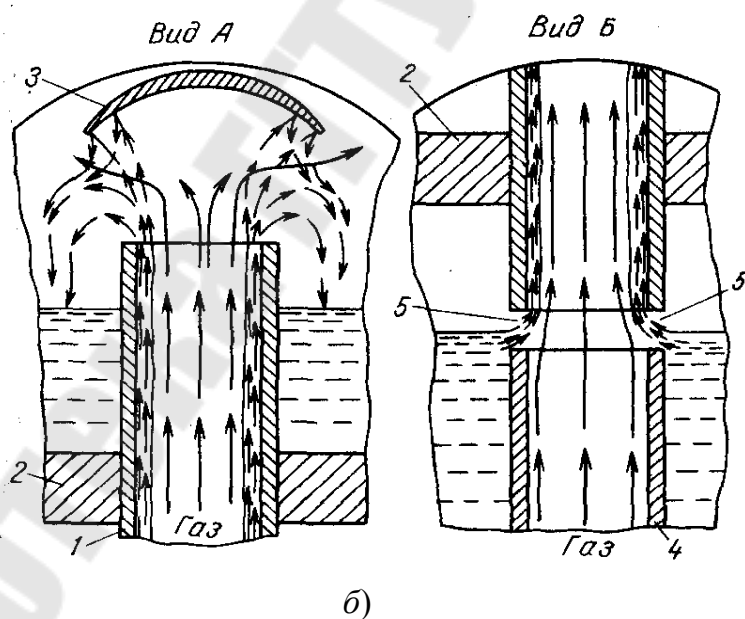
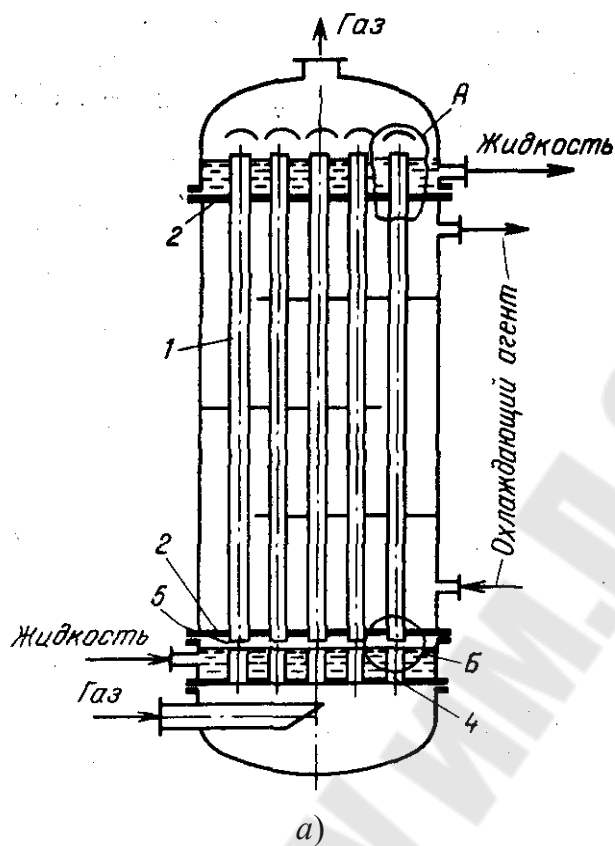


Рис. 4.3 [6], [18]. Пленочные абсорберы с восходящим движением жидкости: *а* – одноступенчатый абсорбер; *б* – двухступенчатый абсорбер; узел *А* – схема движения фаз на выходе из труб; узел *Б* – схема движения фаз на входе в трубы; *1* – трубы; *2* – трубные решетки; *3* – брызгоотбойники; *4* – распределительные патрубки; *5* – щели для подачи абсорбента

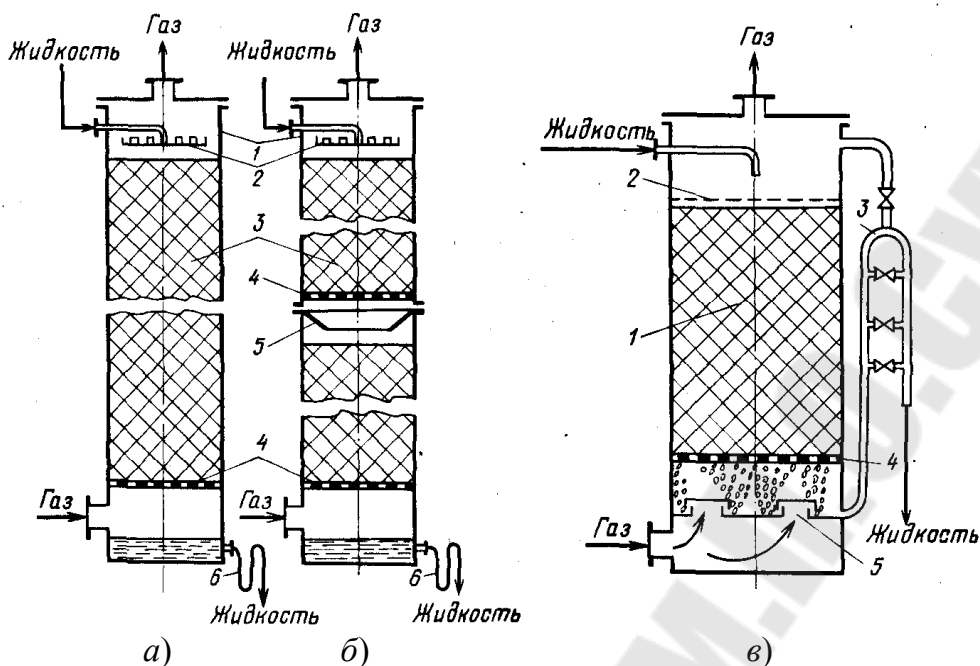


Рис. 4.4 [6], [18]. Насадочные абсорберы: а – со сплошным слоем насадки; б – с секционной загрузкой насадки: 1 – корпуса; 2 – распределители жидкости; 3 – насадка; 4 – опорные решетки; 5 – перераспределитель жидкости; 6 – гидравлические затворы; в – эмульгационная насадочная колонна: 1 – насадка; 2 – сетка, фиксирующая насадку; 3 – гидравлический затвор; 4 – опорная решетка; 5 – распределитель газа

Второй режим – *режим подвисяния* (или *торможения*). Повышение скорости газа приводит к заметному увеличению сил трения о жидкость на поверхности контакта фаз и подтормаживанию жидкости газовым потоком. Вследствие этого скорость течения пленки жидкости уменьшается, а ее толщина и количество удерживаемой жидкости в насадке увеличиваются. В режиме подвисяния с повышением скорости газа нарушается спокойное течение пленки жидкости, появляются завихрения, брызги, увеличивается смоченная поверхность насадки и соответственно – интенсивность процесса массопередачи.

Третий режим – *режим эмульгирования* – возникает при превышении скорости, соответствующей точке *B*. В результате происходит накопление жидкости в свободном объеме насадки до тех пор, пока сила трения между стекающей жидкостью и поднимающимся по колонне газом не уравнивает силу тяжести жидкости, находящейся в насадке. При этом наступает *обращение*, или *инверсия*, фаз (жидкость становится сплошной фазой, а газ – дисперсной). Образуется газожидкостная дисперсная система, по внешнему виду напоминающая

барботажный слой (пену) или газожидкостную эмульсию. Режим эмульгирования начинается в самом узком сечении насадки.

Режим эмульгирования соответствует максимальной эффективности насадочных колонн преимущественно вследствие увеличения контакта фаз.

Четвертый режим – режим уноса, или обращенного движения жидкости, выносимой из аппарата газом. Этот режим в технике не используется.

Выбор насадки. Как уже отмечалось, в насадочных колоннах поверхностью контакта фаз является смоченная поверхность насадки. Поэтому насадка должна иметь возможно большую поверхность в единице объема. Вместе с тем для того, чтобы насадка работала эффективно, она должна удовлетворять следующим требованиям: 1) хорошо смачиваться орошающей жидкостью, т. е. материал насадки по отношению к орошающей жидкости должен быть лиофильным; 2) оказывать малое гидравлическое сопротивление газовому потоку, т. е. иметь возможно большее значение свободного объема или сечения насадки; 3) создавать возможность для высоких нагрузок аппарата по жидкости и газу; для этого насадка должна также иметь большие значения e или S_{CB} ; 4) иметь малую плотность; 5) равномерно распределять орошающую жидкость; 6) быть стойкой к агрессивным средам; 7) обладать высокой механической прочностью; 8) иметь невысокую стоимость.

Очевидно, что насадок, которые бы полностью удовлетворяли всем указанным требованиям, не существует, т. к. соответствие одним требованиям нарушает соответствие другим (например, увеличение удельной поверхности a насадки влечет за собой повышение гидравлического сопротивления, а также снижение предельно допустимых скоростей газа и т. д.).

Поэтому в промышленности используют большое число разнообразных по форме и размерам насадок, изготовленных из различных материалов (металла, керамики, пластических масс и др.), которые удовлетворяют основным требованиям при проведении того или иного процесса абсорбции.

В качестве насадки наиболее широко применяют тонкостенные кольца Рашига (рис. 4.5, а), имеющие высоту, равную диаметру, который изменяется в пределах 15–150 мм. Кольца малых размеров насыпают в колонну навалом. Большие кольца (от 50 x 50 мм и выше) укладывают правильными рядами, сдвинутыми друг относительно

друга. Такой способ заполнения аппарата насадкой называют загрузкой в укладку, а загруженную таким способом насадку – *регулярной*. Регулярная насадка имеет ряд преимуществ перед нерегулярной, навалом засыпанной в колонну: обладает меньшим гидравлическим сопротивлением, допускает большие скорости газа. Однако регулярная насадка требует более сложных по устройству оросителей, чем насадка, засыпанная навалом.

Хордовую насадку (рис. 4.5, б) обычно применяют в абсорберах большого диаметра. Несмотря на простоту ее изготовления, хордовая насадка вследствие небольшой удельной поверхности и свободного сечения вытесняется более сложными и дорогостоящими видами фасонных насадок, часть из которых представлена на рис. 4.5, б. В табл. 4.1 приведены основные характеристики насадок некоторых типов.

При выборе размеров насадки необходимо учитывать, что с увеличением размеров ее элементов увеличивается допустимая скорость газа, а гидравлическое сопротивление насадочного абсорбера снижается. Общая стоимость колонны с крупной насадкой будет ниже за счет снижения диаметра абсорбера, несмотря на то, что высота насадки несколько увеличится по сравнению с таковой в абсорбере, заполненном насадкой меньших размеров. Это особенно относится к абсорбции хорошо растворимых газов. При абсорбции плохо растворимых газов более подходящей может быть и сравнительно мелкая насадка.

Если необходимо провести глубокое разделение газовой смеси, требующее большого числа единиц переноса, то в этом случае рациональнее использовать мелкую насадку. Мелкая насадка предпочтительнее при проведении абсорбции под повышенным давлением, т. к. при этом потеря напора в абсорбере составит малую долю от общего давления газовой смеси.

При выборе размера насадки необходимо соблюдать условие, при котором отношение диаметра D колонны к эквивалентному диаметру d_3 насадки $D/d_3 \geq 10$.

В случае загрязненных сред целесообразно применять регулярные насадки, в том числе при работе под повышенным давлением. Для этих сред можно использовать также так называемые абсорберы с *плавающей* насадкой. В качестве насадки в таких абсорберах обычно применяют легкие полые шары из пластмассы, которые при достаточно высоких скоростях газа переходят во взвешенное состояние. Вследствие их интенсивного взаимодействия такая насадка практически не загрязняется.

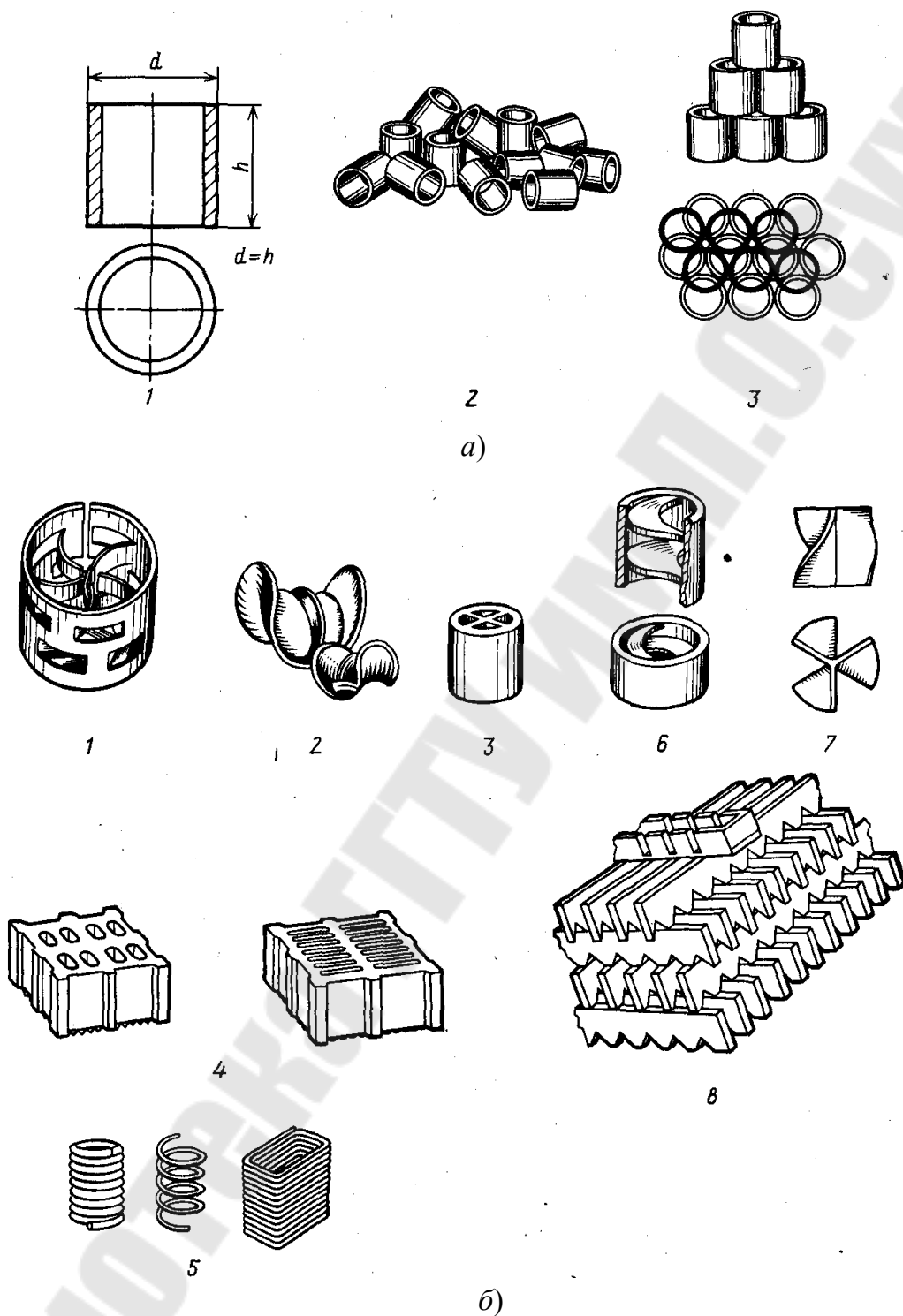


Рис. 4.5 [6]. Виды насадки: а – насадка из колец Рашига: 1 – отдельное кольцо; 2 – кольца навалом; 3 – регулярная насадка; б – фасонная насадка: 1 – кольца Палля; 2 – седлообразная насадка; 3 – кольца с крестообразными перегородками; 4 – керамические блоки; 5 – витые из проволоки насадки; 6 – кольца с внутренними спиралями; 7 – пропеллерная насадка; 8 – деревянная хордовая насадка

Таблица 4.1

Характеристики насадок

Насадка	Размеры элемента, мм	Удельная поверхность, м ² /м ³	Свободный объем, м ³ /м ³	Эквивалентный диаметр, м	Масса 1 м ³ насадки, кг
Регулярная насадка					
Деревянная хордовая (шаг в свету 10 x 100 мм)	10	100	0,55	0,022	210
	20	65	0,68	0,042	145
Керамические кольца Рашига	50 x 50 x 50	110	0,735	0,027	650
	80 x 80 x 8	80	0,72	0,036	670
Рашига	100 x 100 x 100	60	0,72	0,048	670
Засыпка внавал					
Керамические кольца Рашига	15 x 15 x 2	330	0,7	0,009	690
	25 x 25 x 3	200	0,74	0,015	530
	50 x 50 x 5	90	0,785	0,035	530
Стальные кольца Рашига	10 x 10 x 0,5	500	0,88	0,007	960
	15 x 15 x 0,5	350	0,92	0,009	660
	25 x 25 x 0,8	220	0,92	0,017	640
Керамические кольца Палля	25 x 25 x 3	220	0,74	0,014	610
	50 x 50 x 5	120	0,78	0,026	520
Стальные кольца Палля	25 x 25 x 0,6	235	0,9	0,01	525
	50 x 50 x 1	108	0,9	0,033	415
Керамические седла Берля	12,5	460	0,68	0,006	720
	25	260	0,69	0,011	670
	38	165	0,7	0,017	670

В абсорберах с плавающей насадкой возможно создание более высоких скоростей, чем в колоннах с неподвижной насадкой. При этом увеличение скорости газа приводит к расширению слоя шаров, что способствует снижению скорости газа в слое насадки. Поэтому существенное увеличение скорости газового потока в таких аппаратах (до 3–5 м/с) не приводит к значительному возрастанию их гидравлического сопротивления.

4.2.3. Тарельчатые абсорберы

Тарельчатые абсорберы обычно представляют собой вертикальные цилиндры – колонны, внутри которых на определенном расстоянии друг от друга по высоте колонны размещаются горизонтальные перегородки – *тарелки*. Тарелки служат для развития поверхности контакта фаз при направленном движении этих фаз (жидкость течет сверху вниз, а газ проходит снизу вверх) и многократном взаимодействии жидкости и газа.

Таким образом, процесс массопереноса в тарельчатых колоннах осуществляется в основном в газожидкостных системах, создаваемых на тарелках, поэтому в таких аппаратах процесс проходит *ступенчато*, и тарельчатые колонны в отличие от насадочных, в которых массоперенос происходит *непрерывно*, относят к группе *ступенчатых* аппаратов.

На каждой тарелке, в зависимости от ее конструкции, можно поддерживать тот или иной вид движения фаз, обычно перекрестный ток или полное перемешивание жидкости.

По способу слива жидкости с тарелки абсорберы этого типа подразделяют на колонны с тарелками со сливными устройствами и с тарелками без сливных устройств (с неорганизованным сливом жидкости).

Тарельчатые колонны со сливными устройствами. К аппаратам этого типа относятся колонны с колпачковыми, ситчатыми, клапанными и другими тарелками. Эти тарелки имеют специальные устройства для перетока жидкости с одной тарелки на другую – сливные трубки, карманы и др. Нижние концы сливных устройств погружены в жидкость на нижерасположенных тарелках для создания гидрозатвора, предотвращающего прохождение газа через сливное устройство (рис. 4.6, а).

Принцип работы абсорберов такого типа показан на рис. 4.6, а на примере колонны с *колпачковыми* тарелками. Жидкость подается на верхнюю тарелку, движется вдоль тарелки от одного сливного устройства к другому, перетекает с тарелки на тарелку и удаляется из нижней части абсорбера. Переливные устройства на тарелках располагают таким образом, чтобы жидкость на соседних по высоте аппарата тарелках протекала во взаимопротивоположных направлениях. Газ поступает в нижнюю часть абсорбера, проходит через прорези колпачков (в других абсорберах – через отверстия, щели и т. д.) (рис. 4.6, в) и затем попадает в слой жидкости на тарелке, высота ко-

того регулируется в основном высотой сливного порога. При этом газ в жидкости распределяется в виде пузырьков и струй, образуя в ней слой пены, в которой происходят основные процессы массо- и теплопереноса. Эта пена нестабильна, и при подходе ее к сливному устройству жидкость осветляется. Пройдя через все тарелки, газ уходит из верхней части аппарата.

Режимы различаются структурой газожидкостного слоя на тарелке, которая в основном определяет его гидравлическое сопротивление, высоту и поверхность контакта на тарелке.

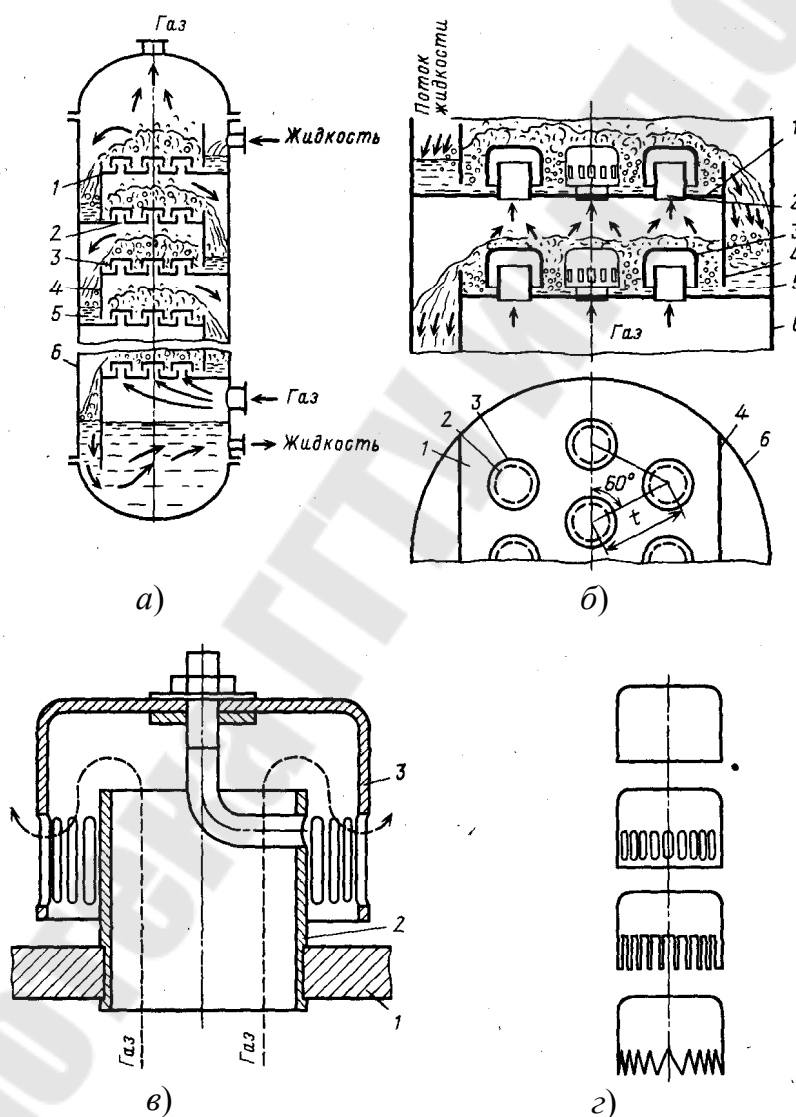


Рис. 4.6 [6], [18]. Устройство колонны и колпачковых тарелок с капсульными колпачками: а – колонна с тарелками; б – две соседние тарелки; в – капсульный колпачок; г – формы капсульных колпачков; 1 – тарелки; 2 – газовые (паровые) патрубки; 3 – круглые колпачки; 4 – переточные перегородки (или трубы) с порогами; 5 – гидравлические затворы; б – корпус колонны

Пузырьковый (барботажный) режим возникает при небольших скоростях газа, когда в виде отдельных пузырьков газ движется через слой жидкости. Поверхность контакта фаз в этом режиме невелика.

Пенный режим возникает при увеличении скорости газа, когда его пузырьки, выходящие из прорезей или 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 газожидкостная система – *пена*, которая является нестабильной и разрушается мгновенно после прекращения подачи газа. Основной поверхностью контакта фаз в такой системе является поверхность пузырьков, а также струй газа и капель жидкости над газожидкостной системой, которые образуются при разрушении пузырьков газа в момент их выхода из барботажного слоя. Поверхность контакта фаз при пенном режиме наибольшая, поэтому пенный режим обычно является наиболее рациональным режимом работы тарельчатых абсорберов.

Струйный (инжекционный) режим возникает при дальнейшем увеличении скорости газа, когда увеличивается длина газовых струй и наступает такой режим, при котором они выходят из газожидкостного слоя не разрушаясь, но образуя значительное количество брызг вследствие разрушения большого числа пузырьков газа. В этом режиме поверхность контакта фаз существенно меньше, чем в пенном.

Ситчатые тарелки. Эти тарелки (рис. 4.7) имеют большое число отверстий диаметром 2–8 мм, через которые проходит газ в слой жидкости на тарелке. Уровень жидкости на тарелке 1 поддерживается переливным устройством 2. При слишком малой скорости газа его давление не может удержать слой жидкости, соответствующий высоте перелива, и жидкость может просачиваться (или «проваливаться») через отверстия тарелки на нижерасположенную тарелку, что приводит к существенному снижению движущей силы процесса абсорбции. Поэтому газ должен двигаться с определенной скоростью и иметь давление, достаточное для того, чтобы преодолеть давление слоя жидкости на тарелке и предотвратить стекание жидкости через отверстия тарелки. Таким образом, ситчатые тарелки обладают более узким диапазоном работы по сравнению с колпачковыми.

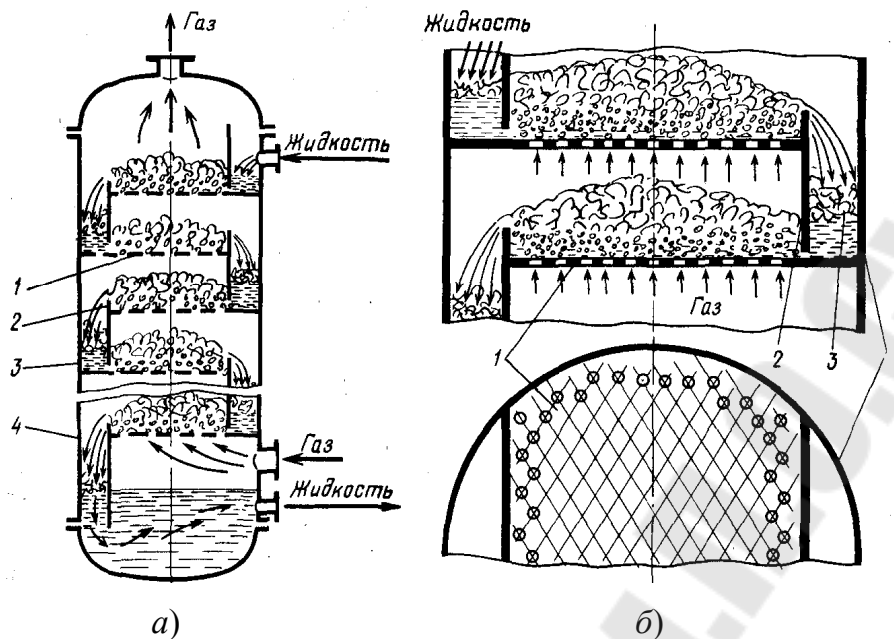


Рис. 4.7 [6], [18]. Устройство колонны с ситчатыми переточными тарелками: *а* – колонна с тарелками; *б* – две соседние тарелки; 1 – тарелки; 2 – переточные перегородки или трубы с порогами; 3 – гидравлические затворы; 4 – корпус колонны

К достоинствам ситчатых тарелок относятся простота их устройства, легкость монтажа и ремонта, сравнительно низкое гидравлическое сопротивление, достаточно высокая эффективность. Однако эти тарелки чувствительны к загрязнениям и осадкам, которые забивают их отверстия. Если происходит внезапное прекращение подачи газа или существенное снижение его давления, то с ситчатых тарелок сливается вся жидкость, и для возобновления нормальной работы аппарата необходимо вновь запускать колонну.

Клапанные тарелки. Принцип действия этих тарелок (рис. 4.8, *а*) состоит в том, что клапан 2, свободно лежащий над отверстием в тарелке 1, с изменением расхода газа увеличивает подъем и соответственно площадь зазора между клапаном и плоскостью тарелки для прохода газа. Поэтому скорость газа в этом зазоре, а значит и во входе в слой жидкости на тарелке, остается приблизительно постоянной, что обеспечивает неизменно эффективную работу тарелки. Гидравлическое сопротивление тарелки при этом увеличивается незначительно. Высота подъема клапана определяется высотой ограничителя 7 и обычно не превышает 6–8 мм; диаметр отверстий под клапаном составляет 35–40 мм, а диаметр самого клапана 45–50 мм.

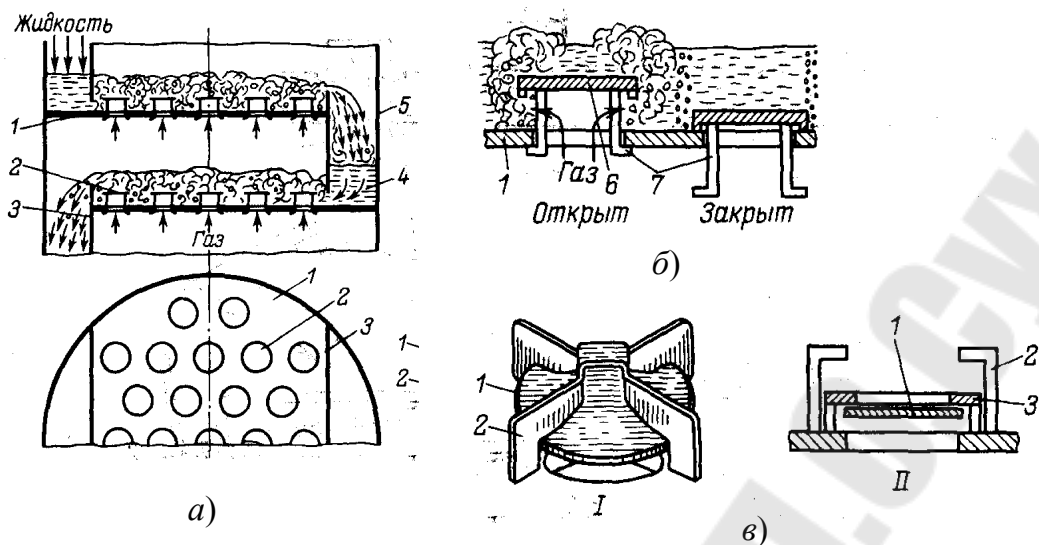


Рис. 4.8 [18]. Устройство клапанных тарелок: *а* – две соседние тарелки с круглыми клапанами; *б* – принцип работы клапана; 1 – тарелка; 2 – клапан; 3 – переточная перегородка с порогом; 4 – гидравлический затвор; 5 – корпус колонны; 6 – диск клапана; 7 – ограничители подъема клапана; *в* – круглые клапаны с верхним ограничителем (I) и с балластом (II): 1 – дисковый клапан; 2 – ограничитель; 3 – балласт

Разновидностью этих тарелок являются тарелки с *прямоугольными клапанами*. Принцип их действия аналогичен принципу действия тарелок с круглыми клапанами, основное же отличие заключается в том, что на тарелке с прямоугольными клапанами 2 часть кинетической энергии газа используется для ускорения скорости жидкости вдоль тарелки.

К достоинствам клапанных тарелок следует отнести прежде всего их гидродинамическую устойчивость и высокую эффективность в широком интервале изменения нагрузок по газу. К недостаткам этих тарелок относятся их повышенное гидравлическое сопротивление, обусловленное весом клапана, и усложненная конструкция тарелки.

Пластинчатые тарелки. В отличие от рассмотренных выше тарелок эти тарелки работают при однонаправленном движении фаз (рис. 4.9). На пластинчатой тарелке жидкость, движение которой показано на рисунке сплошными стрелками, поступает с вышележащей тарелки в гидравлический затвор 1 и через переливную перегородку 2 попадает на тарелку 3, состоящую из ряда наклонных пластин 4. Дойдя до первой щели, образованной наклонными пластинами, жидкость встречается с газом (пунктирные стрелки), который с большой скоростью (20–30 м/с) проходит сквозь щели. При этом происходит частичное диспергирование жидкости газовым потоком и отбрасывание

ее к следующей щели, где процесс взаимодействия фаз повторяется. Поэтому на такой тарелке жидкость с большой скоростью в основном в виде капель движется от переливной перегородки 2 к сливному карману 5. На пластинчатых тарелках нет необходимости в установке переливного порога у кармана 5, что уменьшает их гидравлическое сопротивление.

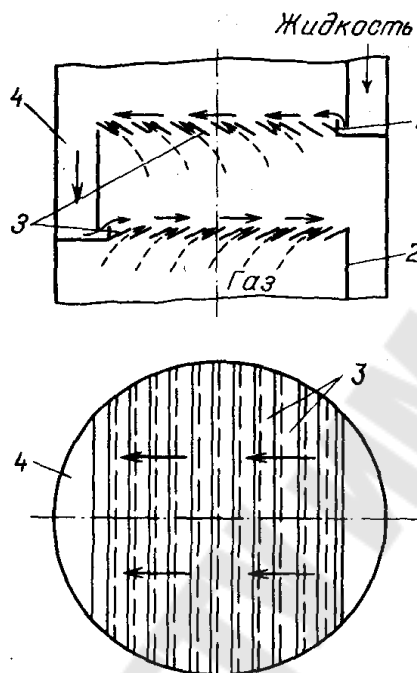


Рис. 4.9 [18]. Устройство пластинчатых тарелок: 1 – гидравлический затвор; 2 – переливная перегородка; 3 – пластины; 4 – сливной карман

Таким образом, пластинчатые тарелки работают в иных, чем на рассмотренных выше тарелках, гидродинамических условиях: жидкость на тарелке становится дисперсной фазой, а газ – сплошной. Такой гидродинамический режим может быть назван *капельным*; он позволяет создавать большие нагрузки по жидкости и газу в колоннах с пластинчатыми тарелками.

К достоинствам пластинчатых тарелок относятся достаточно низкое гидравлическое сопротивление, большие допустимые нагрузки по жидкости и газу, небольшой расход материала на их изготовление. Недостатками пластинчатых тарелок являются сложность подвода и отвода теплоты, невысокая эффективность при низких нагрузках по жидкости и др.

Разработаны другие конструкции тарелок с однонаправленным движением фаз, например *чешуйчатые*, принцип действия которых аналогичен работе пластинчатых тарелок.

Колонны с тарелками без сливных устройств. В тарелке без сливных устройств газ и жидкость проходят через одни и те же отверстия или щели. При этом одновременно с взаимодействием фаз на тарелке происходит сток жидкости на нижерасположенную тарелку – «проваливание» жидкости. Поэтому тарелки такого типа часто называют *провальными*.

Дырчатые тарелки (рис. 4.10, *а*) аналогичны по конструкции ситчатым тарелкам, но отличаются от них отсутствием сливных устройств. Диаметр отверстий в этих тарелках обычно 4–10 мм, иногда до 15–20 мм, что позволяет существенно увеличить нагрузки по жидкости и газу при незначительном гидравлическом сопротивлении. Суммарная площадь свободного сечения $F_{СВ} = 10–15 \%$, а в тарелках с $d_3 = 20–25$ мм эта величина может быть существенно большей. В таком случае диапазон устойчивой работы тарелок незначителен.

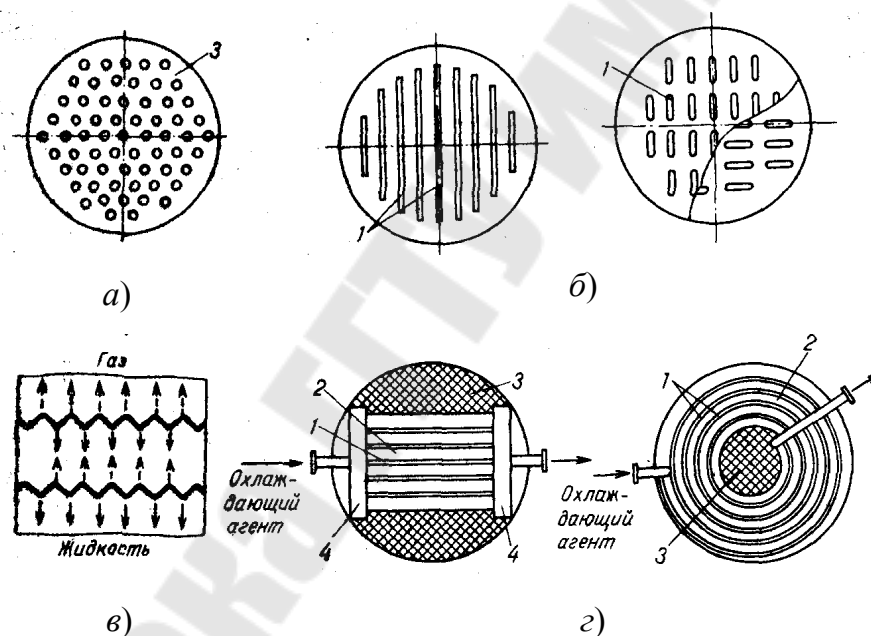


Рис. 4.10 [6], [18]. Типы провальных тарелок: *а* – дырчатая (в плане); *б* – решетчатые (в плане); *в* – волнистая (в продольном сечении); *г* – трубчатые (в плане); 1 – щели; 2 – трубы; 3 – перфорированный лист; 4 – коллекторы

Решетчатые тарелки имеют, как правило, выштампованные щели шириной 3–8 мм (рис. 4.10, *б*).

Волнистые тарелки изготовляют гофрированием металлических листов с отверстиями (рис. 4.10, *в*). В этих тарелках слив жидкости в основном происходит через отверстия в нижних изгибах тарелки, а газ проходит в основном через ее верхние изгибы. Такое устройство

провальных тарелок увеличивает интервал их устойчивой работы, однако они сложнее в изготовлении и монтаже, чем дырчатые и решетчатые тарелки.

Трубчатые тарелки обычно изготавливают в виде решетки из ряда параллельных труб (рис. 4.10, з), присоединенных к коллектору. Эти тарелки целесообразно применять при необходимости подвода теплоты к жидкости или ее отвода. Для нижнего предела работы трубчатых тарелок величина $A = 4$, для верхнего $A = 16$. К недостаткам трубчатых тарелок следует отнести сложность изготовления и монтажа, большой расход металла.

Поскольку дырчатые и решетчатые тарелки просты по устройству и монтажу, обладают низким гидравлическим сопротивлением и другими достоинствами, то они более широко применяются в промышленности по сравнению с другими провальными тарелками.

4.2.4. Распыливающие абсорберы

В распыливающих абсорберах контакт между фазами достигается распыливанием или разбрызгиванием жидкости в тазовом потоке. Эти абсорберы подразделяют на следующие группы: 1) полые (форсуночные) распыливающие абсорберы, в которых жидкость распыляется на капли форсунками; 2) скоростные прямоточные распыливающие абсорберы, в которых распыление жидкости осуществляется за счет кинетической энергии газового потока; 3) механические распыливающие абсорберы, в которых жидкость распыляется вращающимися деталями.

Полые распыливающие абсорберы представляют собой полые колонны. В этих абсорберах газ движется снизу вверх, а жидкость подается через расположенные в верхней, части колонны форсунки с направлением факела распыла обычно сверху вниз. Эффективность таких абсорберов невысока, что обусловлено перемешиванием газа по высоте колонны и плохим заполнением ее сечения факелом распыленной жидкости. В результате объемный коэффициент массопередачи и число единиц переноса в этих аппаратах невелики. Поэтому распылительные форсунки в полых абсорберах часто устанавливают на нескольких уровнях.

Полые распыливающие абсорберы отличаются простотой устройства, низкой стоимостью, малым гидравлическим сопротивлением, их можно применять для обработки сильно загрязненных газов.

К недостаткам полых распыливающих абсорберов, помимо их низкой эффективности, относятся также низкие скорости газа (до 1 м/с)

во избежание уноса, неудовлетворительная их работа при малых плотностях орошения, достаточно высокий расход энергии на распыление жидкости. Распыливающие полые абсорберы целесообразно применять для улавливания хорошо растворимых газов.

Скоростные прямоточные распыливающие абсорберы отличаются тем, что в случае прямотока процесс можно проводить при высоких скоростях газа (до 20–30 м/с и выше), причем вся жидкость уносится с газом и отделяется от него в сепарационном пространстве. К этому типу аппаратов относится *абсорбер Вентури*, основной частью которого является труба Вентури. Жидкость поступает в конфузор, течет в виде пленки и в горловине распыляется газовым потоком. Затем жидкость газовым потоком выносится в диффузор, в котором скорость газа снижается и его кинетическая энергия переходит в энергию давления с минимальными потерями. Отделение капель от газа происходит в сепараторе.

Механические распыливающие абсорберы. В этих абсорберах разбрызгивание жидкости производится с помощью вращающихся устройств, т. е. с подводом внешней энергии для развития поверхности фазового контакта.

По сравнению с абсорберами других типов механические абсорберы более компактны и эффективны, но они значительно сложнее по конструкции и требуют больших затрат энергии для проведения процесса. Поэтому механические распыливающие абсорберы целесообразно применять в тех случаях, когда распыление с помощью форсунок или газом, взаимодействующим с жидкостью, по каким-либо причинам не представляется возможным.

В заключение раздела по устройству и принципу действия абсорбционной аппаратуры следует подчеркнуть, что большинство рассмотренных выше аппаратов используется и для проведения других процессов массопереноса, прежде всего для ректификации и жидкостной экстракции.

4.3. Расчет абсорберов

После того как выбран тип абсорбера, приступают к его расчету. Обычно при расчете абсорберов заданы расход газа, его начальная и конечная концентрации, начальная концентрация абсорбента. В этом случае основными определяемыми величинами являются расход абсорбента L , диаметр D и высота H абсорбера, его гидравлическое сопротивление [6], [18].

Расход абсорбента. Количество поглотителя L на проведение процесса абсорбции определяют по уравнению материального баланса, в котором незаданной величиной является значение его конечной концентрации X_k .

Диаметр абсорберов. Расчет диаметра D абсорбера производится по уравнению расхода, написанного относительно величины D :

$$D = [4Q / (\pi w_0)]^{0.5}, \quad (4.3)$$

где Q – объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$; w_0 – фиктивная скорость газа, т. е. скорость газа, отнесенная к полному сечению абсорбера, $\text{м}/\text{с}$.

Для определения величины w_0 обычно предварительно рассчитывают предельную скорость газа для данных условий, т. е. скорость захлебывания, и затем задаются скоростью w_0 в долях от скорости захлебывания.

Высота абсорберов. Следует отметить, что обычно поверхность контакта в колонных аппаратах трудноопределима. При непрерывном контакте фаз (пленочные и насадочные абсорберы) высоту H абсорбера находят с помощью уравнения массопередачи, выраженного через объемный или поверхностный коэффициенты массопередачи. С учетом величины поверхности смоченной насадки, которую приравнивают к поверхности массопередачи:

$$H = M / (K_y a S \Delta y_{cp} \psi) \quad (4.4)$$

или

$$H = M / (K_x a S \Delta x_{cp} \psi). \quad (4.5)$$

Высоту H абсорбера можно также определить с помощью числа единиц переноса. В этом случае ее находят как произведение ВЕП на число единиц переноса n_{0y} или n_{0x} :

$$H = h_{0y} n_{0y} \quad \text{или} \quad H = h_{0x} n_{0x}. \quad (4.6)$$

Высоту аппарата со ступенчатым контактом фаз (тарельчатые абсорберы) можно определять с помощью объемного коэффициента массопередачи, который относят к единице объема газожидкостной смеси на тарелке, или коэффициента массопередачи, отнесенного к единице рабочей площади тарелки. С помощью этих коэффициентов по уравнению массопередачи находят общий объем газожидкостной смеси или общую площадь тарелок для проведения данного процесса.

Зная объем газожидкостной смеси на одной тарелке, определяют число тарелок в абсорбере. Высоту ступенчатого абсорбера можно определить также методом теоретической ступени (теоретической тарелки) и КПД колонны или методом построения кинетической кривой.

Гидравлическое сопротивление абсорберов. Величина гидравлического сопротивления абсорберов зависит от гидродинамических режимов, которые в основном определяются скоростью газа, и от конструктивных особенностей аппарата. Оптимальную скорость в абсорбере можно определить только технико-экономическим расчетом с учетом влияния скорости газа как на гидравлическое сопротивление, так и на диаметр и высоту аппарата.

При проведении абсорбции под повышенным давлением потери напора на преодоление гидравлического сопротивления абсорбера составляют небольшую долю от общего давления в аппарате и поэтому не оказывают существенного влияния на экономические показатели абсорбционной установки. В этом случае целесообразно использовать скорости газа в абсорбере, близкие к предельным, т. е. близкие к скоростям захлебывания. В абсорберах, работающих при атмосферном или более низком давлении, следует принимать более низкие скорости газа, чтобы снизить затраты электроэнергии для перемещения газа через абсорбер. Отметим, что более существенной экономии на капитальных вложениях можно достичь при повышенных скоростях газа – за счет уменьшения диаметра колонны, хотя при этом ее высота несколько увеличивается.

4.3.1. Расчет пленочных абсорберов

Для трубчатых аппаратов предельную скорость газа (скорость захлебывания) w_3 определяют по следующему уравнению:

$$\lg \{ [w_3^2 \rho_{\Gamma} / (g d_3 \rho_{\text{ж}})] \mu_{\text{ж}}^{0,16} = A - 1,75(L' / G')^{1/4} (\rho_{\Gamma} / \rho_{\text{ж}})^{1/8}, \quad (4.7)$$

которое по структуре аналогично уравнению для определения скорости в насадочных колоннах, отличаясь только величиной A . В уравнении (4.7)

$$A = 0,47 + 1,5 \lg(d_3 / 0,025). \quad (4.8)$$

По принятой величине скорости w газа в трубах находят суммарную площадь их поперечного сечения:

$$S = Q/w, \quad (4.9)$$

после чего, задаваясь внутренним диаметром d труб (в пределах 0,02–0,05 м), определяют их число:

$$n = S / (0,785d^2). \quad (4.10)$$

Принимая шаг труб $t = (1,25–1,5)d_n$ (где d_n – наружный диаметр труб), определяют диаметр абсорбера:

$$D = t(b - 1) + 4d_n, \quad (4.11)$$

где $b = (2a_1 - 1)$ – число труб, размещенных на диагонали наибольшего шестиугольника при шахматном расположении труб; a_1 – число труб на стороне наибольшего шестиугольника.

Высота труб в трубчатом абсорбере:

$$H = F_{\text{тр}} / (m\pi d), \quad (4.12)$$

где $F_{\text{тр}}$ – внутренняя поверхность всех труб.

При допущении, что поверхность контакта фаз $F = F_{\text{тр}}$:

$$F = n\pi dH. \quad (4.13)$$

С учетом того, что $F = M / (K_y \Delta y_{\text{ср}})$, получим

$$H = M / (n\pi d K_y \Delta y_{\text{ср}}). \quad (4.14)$$

В уравнение (4.14) входит коэффициент массопередачи K_y (или K_x), для определения которого нужно знать значения коэффициентов массоотдачи в газовой β_g и жидкой β_j фазах. Коэффициент массоотдачи в газовой фазе можно определить по следующему уравнению:

$$\text{Nu}_g' = (\lambda / 8) \text{Re}_g (\text{Pr}_g')^{1/3}, \quad (4.15)$$

а значение β_j – по уравнению

$$\text{Nu}_j' = B \text{Re}_j^m (\text{Pr}_j')^{0,5} (\delta_{\text{пр}} / H)^p. \quad (4.16)$$

В уравнениях (4.15) и (4.16): $\text{Nu}_g' = \beta_g d_g / D_g$ – диффузионный критерий Нуссельта [$d_g = \pi d \delta / (\pi d) = 4\delta$ – эквивалентный диаметр пленки; D_g – коэффициент молекулярной диффузии в газовой фазе]; $\text{Pr}_g' = \mu_g (\rho_g / D_g)$ – диффузионный критерий Прандтля; $\text{Nu}_j' = \beta_j \delta_{\text{пр}} / D_j$ – диффузионный критерий Нуссельта для жидкой пленки; $\text{Re}_j = w_{\text{ж.ср}} d_g \rho_j / \mu_j$ – критерий Рейнольдса для жидкой пленки ($w_{\text{ж.ср}}$ –

средняя скорость движения жидкой пленки); $Pr_{ж}' = \mu_{г}(\rho_{ж} / D_{ж})$ – диффузионный критерий Прандтля для жидкости ($D_{ж}$ – коэффициент молекулярной диффузии в жидкой фазе); $\delta_{пр} = [\mu_{ж}^2 / (\rho_{ж}^2 g)]^{1/3}$ – приведенная толщина пленки.

Значения B , m и p для различных режимов движения пленки представлены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения эмпирических коэффициентов

Режим движения	B	m	p
$Re_{ж} < 300$	0,888	0,45	0,5
$300 < Re_{ж} < 1600$	$1,21 \cdot 10^6 \cdot 0,909^p$	$(p/3 - 2,18)$	$(3,2 - \lg Re_{ж}) / 1,47$
$Re_{ж} > 1600$	$7,7 \cdot 10^{-5}$	1,0	0

Гидравлическое сопротивление ΔP пленочных абсорберов определяют по уравнению

$$\Delta P = \lambda(H / d_{э})(w_{отн}^2 \rho_{г} / 2), \quad (4.17)$$

где $w_{отн} = w + w_{ж.сп}$ – относительная скорость газа (при противотоке); λ – коэффициент трения.

Коэффициент трения рассчитывают по уравнениям:

– при $Re_{г} < Re_{г.кр}$:

$$\lambda = 86 / Re_{г}; \quad (4.18)$$

– при $Re_{г} > Re_{г.кр}$:

$$\lambda = [0,11 + 0,9(w_{ж.сп} \mu_{ж} / \sigma)^{2/3}] / Re_{г}^{0,16}, \quad (4.19)$$

где $Re_{г} = w_{отн} d_{э} \rho_{г} / \mu_{г}$ – критерий Рейнольдса для газа; $Re_{г.кр}$ – критическое значение критерия Рейнольдса с учетом влияния на режимы движения газового потока скорости движения и физических свойств жидкой пленки; σ – поверхностное натяжение жидкости.

Значение $Re_{г.кр}$ определяется зависимостью

$$Re_{г.кр} = \left[\frac{86}{0,11 + 0,9(w_{ж.сп} \mu_{ж} / \sigma)^{2/3}} \right]^{1,19}. \quad (4.20)$$

4.3.2. Расчет насадочных абсорберов

Диаметр абсорбера. Его рассчитывают по уравнению (4.3), причем фиктивную скорость газа w_0 принимают с учетом рассчитанной скорости захлебывания w_3 . При этом определение диаметра абсорбера необходимо увязывать со смачиваемостью насадки абсорбентом.

Связь плотности орошения, от которой существенно зависит полнота смачиваемости насадки, с диаметром абсорбера и расходом абсорбента выражается уравнением

$$U = L_0 / 0,785D^2, \quad (4.21)$$

где U – плотность орошения, $\text{м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$; L_0 – объемный расход абсорбента, $\text{м}^3 / \text{с}$.

С помощью полученной величины U определяют значение коэффициента смачиваемости ψ по уравнению

$$\psi = 1 - A \exp(-m), \quad (4.22)$$

где $m = C \text{Re}_{\text{ж}}^n = C[4U\rho_{\text{ж}} / (a\mu_{\text{ж}})]$; n – показатель степени величины A , C и n приводятся в литературе (например, для колец Рашига размерами 15–35 мм $A = 1,02$, $C = 0,16$, $n = 0,4$).

По уравнению (4.22), зная удельную поверхность насадки a , определяют ее удельную смоченную поверхность $a_{\text{см}}$. Если при данном значении U величина ψ близка к единице, то на этом расчет диаметра абсорбера можно считать законченным. Если же ψ заметно меньше единицы, то смачиваемость насадки следует признать неудовлетворительной, и тогда необходимо либо повысить U с последующим пересчетом скорости газа, либо заменить данную насадку на насадку больших размеров. Последнее позволяет увеличить допустимую скорость газа и уменьшить площадь сечения колонны, что при одном и том же расходе абсорбента приводит к повышению плотности орошения.

Высота абсорбера. Высоту слоя насадки можно определить, например, по уравнению (4.4) или (4.5). При этом коэффициенты массоотдачи в газовой $\beta_{\text{г}}$ и жидкой $\beta_{\text{ж}}$ фазах для расчета коэффициентов массопередачи $K_{\text{г}}$ и $K_{\text{ж}}$ находят по частным критериальным уравнениям. Например, для насадок, загруженных внавал, коэффициент массоотдачи $\beta_{\text{г}}$ можно определить по уравнению

$$\text{Nu}_{\text{г}}' = 0,407 \text{Re}_{\text{г}}^{0,655} (\text{Pr}_{\text{г}}')^{1/3}. \quad (4.23)$$

Коэффициент массоотдачи в жидкой фазе для кольцевой насадки определяют по следующему уравнению:

$$Nu_{ж}' = 0,0021 Re_{ж}^{0,75} (Pr_{ж}')^{1/2}. \quad (4.24)$$

В уравнениях (4.23) и (4.24) в критериях $Nu_{г}' = \beta_{г} d_{э} / D_{г}$ и $Re_{г} = w_0 d_{э} \rho_{г} / \varepsilon \mu_{г}$ за определяющий геометрический размер принят эквивалентный диаметр насадки $d_{э} = 4\varepsilon / a$; в критерии $Nu_{ж}' = \beta_{ж} \delta_{пр} / D_{ж} \delta_{пр}$ – приведенная толщина пленки.

Высоту насадки можно также рассчитать с помощью ВЕП или высоты насадки, эквивалентной теоретической ступени. Вопрос выбора метода расчета высоты насадки зависит прежде всего от того, для какого метода имеется больше данных для расчета.

После того как высота насадки рассчитана, для определения высоты абсорбера следует провести ее секционирование, а также выбрать высоту наднасадочной (от верхнего уровня насадки до крышки) и поднасадочной (от нижней решетки под насадку до днища колонны) частей абсорбера.

Гидравлическое сопротивление абсорберов. При расчете гидравлического сопротивления абсорбера предварительно определяют сопротивление сухой насадки ΔP по известному выражению

$$\Delta P_{сух} = \lambda (H / d_{э}) (w_{отн}^2 \rho_{г} / 2), \quad (4.25)$$

где λ – коэффициент сопротивления, учитывающий суммарные потери давления на трение и местные сопротивления насадки; $d_{э} = 4\varepsilon / a$ – эквивалентный диаметр насадки.

Значения λ обычно определяют по эмпирическим уравнениям. Например, для кольцевой насадки, загруженной внавал, коэффициент сопротивления определяют по следующим зависимостям:

– при $Re_{г} < 40$ (ламинарный режим):

$$\lambda = 40 / Re_{г}; \quad (4.26)$$

– при $Re_{г} > 40$ (турбулентный режим):

$$\lambda = 16 / Re^{0,2}, \quad (4.27)$$

где $Re_{г} = w_0 d_{э} \rho_{г} / \varepsilon \mu_{г}$ – критерий Рейнольдса для газа.

Гидравлическое сопротивление орошаемой насадки $\Delta P_{ор}$ больше сопротивления сухой насадки (вследствие сужения каналов между

элементами насадочных тел при их смачивании и увеличения при этом скорости газа). Расчет гидравлического сопротивления орошаемой насадки является достаточно приближенным, поскольку зависит от способа загрузки насадки, возможной неоднородности ее элементов и т. п.

При работе колонны в пленочном режиме гидравлическое сопротивление орошаемой насадки можно определить приближенно по следующему эмпирическому уравнению:

$$\Delta P_{\text{ор}} = 10^{bU} \Delta P_{\text{сух}}, \quad (4.28)$$

где b – опытный коэффициент, значение которого можно найти в справочной литературе; например для насадки $25 \times 25 \times 3$ мм при $U = (0,5 - 36,5) \cdot 10^{-3}$ ($\text{м}^3 / \text{м}^2 \cdot \text{с}$) значение $b = 51,2$.

4.3.3. Расчет тарельчатых абсорберов

Диаметр колонны. Его определяют с учетом гидродинамических режимов на тарелке и, как правило, допустимой скорости газа в аппарате. При этом диаметр абсорбера рассчитывают по уравнению (4.3).

Высота абсорберов. При расчете высоты тарельчатой части абсорбера (т. е. расстояния между верхней и нижней тарелками) по уравнению массопередачи коэффициенты массопередачи определяют по уравнению аддитивности фазовых сопротивлений. Следует отметить, что эти коэффициенты K_y и K_x отнесены к поверхности массопередачи, которую в тарельчатых колоннах можно достаточно приближенно определить, как правило, для первого гидродинамического режима – барботажного при скоростях газа, не превышающих скорость свободного всплывания пузырьков.

Обычно в тарельчатых колоннах скорость газа значительно выше скорости всплывания одиночного пузырька, что существенно изменяет гидродинамический режим работы тарелок и затрудняет определение поверхности контакта фаз на тарелке.

Поскольку поверхность контакта фаз на тарелках трудноопределима, коэффициенты массопередачи часто относят к сечению f_T тарелки или к объему пены $V_{\text{п}} = h_{\text{п}} f_T$ на тарелке (где $h_{\text{п}}$ – высота пены на тарелке). Тогда число единиц переноса на тарелку (n_T или $n_{\text{ж}}$) можно записать следующим образом:

– для газовой фазы:

$$n_T = \beta_{\text{гф}} f_m / G; \quad (4.29)$$

– для жидкой фазы:

$$n_{\text{ж}} = \beta_{\text{ж}f_{\text{T}}} f_{\text{T}} / L. \quad (4.30)$$

Коэффициенты массоотдачи $\beta_{\text{Г}f_{\text{T}}}$ и $\beta_{\text{ж}f_{\text{T}}}$, отнесенные к единице рабочей площади f_{T} тарелки, связаны с поверхностными коэффициентами массоотдачи $\beta_{\text{Г}}$ и $\beta_{\text{ж}}$ следующими соотношениями:

– для газовой фазы:

$$\beta_{\text{Г}f_{\text{T}}} = \beta_{\text{Г}V} h_{\text{П}} = \beta_{\text{Г}} a h_{\text{П}}; \quad (4.31)$$

– для жидкой фазы:

$$\beta_{\text{ж}f_{\text{T}}} = \beta_{\text{ж}V} h_{\text{П}} = \beta_{\text{ж}} a h_{\text{П}}. \quad (4.32)$$

Для колпачковых тарелок число единиц переноса в газовой фазе определяют по уравнению

$$n_{\text{Г}}(\text{Pe}')^{0,5} = 0,776 + 4,36h_{\text{пер}} - 0,238w\rho_{\text{Г}}^{0,5} + 0,0292q, \quad (4.33)$$

где $h_{\text{пер}}$ – высота переливной перегородки, м; q – расход жидкости, отнесенный к периметру сливной перегородки, ($\text{м}^3/\text{м} \cdot \text{ч}$).

Для этих же тарелок число единиц переноса в жидкой фазе $n_{\text{ж}}$ имеет следующий вид:

$$n_{\text{ж}} = 3050D_{\text{ж}}^{0,5}(68h_{\text{пер}} + 1)\tau_{\text{ж}}, \quad (4.34)$$

где τ – средняя продолжительность контакта фаз (в секундах), которую определяют по уравнению

$$\tau_{\text{ж}} = l_{\text{T}} h_{\text{П}} / g_{\text{ср}}, \quad (4.35)$$

где l_{T} – длина пути жидкости, т. е. расстояние между сливными перегородками, м; $g_{\text{ср}}$ – линейная плотность орошения, отнесенная к средней ширине тарелки, ($\text{м}^3/\text{м} \cdot \text{с}$).

Предложено обобщенное уравнение для определения коэффициентов массоотдачи для различных конструкций тарелок (провальных, ситчатых, клапанных и др.):

$$\text{Nu}' = A \text{Pe}^{0,5} \Gamma c [\mu_{\text{Г}} / (\mu_{\text{ж}} + \mu_{\text{Г}})]^{0,5}, \quad (4.36)$$

при этом:

– для газовой фазы:

$$\text{Nu}_{\Gamma}' = \beta_{\Gamma f} l / (F_{\text{св}} D_{\Gamma}); \quad \text{Pe}_{\Gamma}' = wl / (\varepsilon D_{\Gamma}); \quad (4.37)$$

– для жидкой фазы:

$$\text{Nu}_{\text{ж}}' = \beta_{\text{ж}f_{\Gamma}} l / (F_{\text{св}} D_{\text{ж}}); \quad \text{Pe}_{\text{ж}}' = Ul / [(1 - \varepsilon) D_{\text{ж}}], \quad (4.38)$$

где A – коэффициент; $\text{Гс} = \Delta P / (\rho_{\text{ж}} g l)$ – критерий гидравлического сопротивления, характеризующий относительную величину удельной поверхности массопередачи на тарелке; $\Delta P = \rho_{\text{ж}} g h_0$ – гидравлическое сопротивление газожидкостного слоя на тарелке, Па; h_0 – высота слоя светлой (неаэрированной) жидкости на тарелке; Pe_{Γ}' и $\text{Pe}_{\text{ж}}'$ – диффузионные критерии Пекле для газовой и жидкой фаз; l – характерный линейный размер, равный среднему диаметру пузырька или газовой струи в барботажном слое, м; ε – газосодержание барботажного слоя, м³/м³.

В интенсивных гидродинамических режимах характерный линейный размер l становится практически постоянной величиной, мало зависящей от скоростей фаз и их физических свойств. Поэтому критериальные уравнения массоотдачи для газовой и жидкой фаз на основе уравнения (4.36) целесообразно привести к удобному для расчетов виду:

$$\beta_{\Gamma f_{\Gamma}} = 6,24 \cdot 10^5 F_{\text{св}} D_{\Gamma}^{0,5} (w / \varepsilon)^{0,5} h_0 \cdot [\mu_{\Gamma} / (\mu_{\text{ж}} + \rho_{\Gamma})]^{0,5} \quad (4.39)$$

и

$$\beta_{\text{ж}f_{\Gamma}} = 6,24 \cdot 10^5 D_{\Gamma}^{0,5} h_0 \cdot [U / (1 - \varepsilon)]^{0,5} h_0 [\mu_{\Gamma} / (\mu_{\text{ж}} + \mu_{\Gamma})]^{0,5}. \quad (4.40)$$

Определяя число действительных тарелок по любому из указанных выше способов, в первом приближении можно принять, что на тарелках со сливными устройствами жидкость и газ движутся по взаимно перпендикулярным направлениям; в этом случае движущую силу процесса вычисляют по схеме абсорбции с перекрестным током. На провальных тарелках движущую силу процесса рассчитывают по схеме полного перемешивания фаз.

Определив число действительных тарелок, находят высоту абсорбера:

$$H = n_d H_T + h_B = n(h_B + H_{c.п.}) + h_B + h_H, \quad (4.41)$$

где h_B – расстояние от верхней тарелки до крышки абсорбера и h_H – расстояние между дном абсорбера и нижней тарелкой, которые принимаются из конструктивных соображений (обычно величину h_H принимают равной $(1-1,5)D$); $H_{c.п.}$ – высота сепарационного пространства.

Высота сепарационного пространства $H_{c.п.}$ служит для снижения влияния на процесс явления *брызгоуноса*, который в тарельчатых аппаратах проявляется всегда. При разрыве пузырьков, выходящих на поверхность барботажного слоя, газовым потоком увлекаются образующиеся при этом капли жидкости. Эти капли, попадая на вышерасположенную тарелку, снижают на ней движущую силу процесса массопереноса и увеличивают нагрузку на сливные устройства. При выходе из абсорбера газ уносит с собой часть абсорбента, что может привести к его необратимой потере. Для снижения этих потерь применяют различные брызгоуловители над верхней тарелкой (слой насадки, вертикальные гофрированные листы и т. п.) или ловушки капель на выходе газа из абсорбера. Таким образом, явление брызгоуноса является одной из основных причин, ограничивающих возможность интенсификации тарельчатых аппаратов.

Принимают, что допустимая величина брызгоуноса e не должна превышать 0,1 кг жидкости на 1 кг газа. Величина уноса резко растет с увеличением скорости газа w в колонне и снижением величины $H_{c.п.}$.

Для расчета величины уноса с различных тарелок предложено следующее уравнение:

$$e = Af(w^m / H^n_{c.п.}), \quad (4.42)$$

где f – поправочный множитель, учитывающий свойства жидкости и равный $0,0565 (\rho_{ж} / \sigma)^{1,1}$, причем σ – в мН/м. Ниже приведены значения коэффициента A и показателей степени m и n (табл. 4.3)

Таблица 4.3

Значения коэффициента A и показателей степени m и n

Тарелки	A	m	n
Провальные (дырчатые, решетчатые, волнистые)	$1,4 \cdot 10^{-4}$	2,56	2,56

Клапанная и балластная	$6,5 \cdot 10^{-5}$	2,15	2,5
------------------------	---------------------	------	-----

Гидравлическое сопротивление. Для орошаемых тарелок гидравлическое сопротивление рассчитывают как сумму трех составляющих:

$$\Delta P_T = \Delta P_{с.т} + \Delta P_{\sigma} + \Delta P_{гж}, \quad (4.43)$$

где $\Delta P_{с.т}$ – сопротивление сухой тарелки; ΔP_{σ} – сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения жидкости; $\Delta P_{гж}$ – сопротивление газожидкостного слоя на горелке.

Значение $\Delta P_{с.т}$ определяют по уравнению

$$\Delta P_{с.т} = \zeta(w_{отв}^2 \rho_{г} / 2), \quad (4.44)$$

где $w_{отв} = w / F_{св}$ – скорость газа в отверстиях или прорезях тарелки.

Коэффициент сопротивления ζ тарелок изменяется в широких пределах (примерно в интервале 0,5–4) и зависит от устройства тарелок. Значения ζ приводятся в специальной литературе.

Сопротивление ΔP_{σ} на преодоление силы поверхностного натяжения жидкости σ при входе в слой жидкости на тарелке определяют по уравнению

$$\Delta P_{\sigma} = 4\sigma / d_3. \quad (4.45)$$

Если тарелка работает в струйном режиме, то величиной $\Delta P_{с.т}$ можно пренебречь.

Гидравлическое сопротивление газожидкостного слоя $\Delta P_{гж}$ на горелке принимают равным статическому давлению слоя:

$$\Delta P_{гж} = h_{гж} \rho_{гж} g = h_0 \rho_{ж} g, \quad (4.46)$$

где h_0 и $h_{гж}$ – высота слоя жидкости и газожидкостного слоя на тарелке; $\rho_{ж}$ и $\rho_{гж}$ – плотность жидкости и газожидкостной смеси на тарелке.

Для расчета значения $\Delta P_{гж}$ обычно используют эмпирические зависимости, которые приводятся в специальной литературе.

Для провальных, ситчатых и клапанных тарелок величину $h_{гж}$ можно определить по уравнению

$$Eu_0(\rho_{г} / \rho_{ж}) F_{св}^2 = 0,25 Fr_0^{-1,25}, \quad (4.47)$$

где $Eu_0 = \Delta P_{\text{ГЖ}} / (\rho_{\text{Г}} w_{\text{отв}}^2)$ – критерий Эйлера; $Fr_0 = w_{\text{отв}}^2 / (gh_{\text{ГЖ}})$ – критерий Фруда.

4.4. Десорбция

Этот процесс, обратный абсорбции, применяют для выделения поглощенного газа (абсорбтива) из абсорбента и получения его в чистом виде, а также для повторного использования абсорбента в процессе абсорбции. Для проведения десорбции газа из жидкости необходимо, чтобы концентрация этого газа в газовой фазе была ниже концентрации, соответствующей равновесной в системе газ–жидкость.

Для проведения процесса десорбции используют три следующих метода:

- 1) отгонку в токе инертного газа или водяного пара;
- 2) отгонку под действием подводимой к абсорбенту теплоты;
- 3) отгонку при снижении давления над абсорбентом.

На практике широко распространены комбинированные методы десорбции (например, десорбция при снижении давления над абсорбентом и одновременном его нагреве).

4.5. Схемы абсорбционных установок

Схемы промышленных абсорбционных установок можно разделить на две основные группы: 1) с однократным использованием абсорбента (т. е. десорбция поглощенных компонентов не производится); 2) с многократным использованием абсорбента (т. е. с десорбцией).

Схема установки с однократным использованием абсорбента применяется тогда, когда в результате абсорбции получают готовый продукт или полупродукт, поэтому регенерации абсорбента не требуется. Схемы с однократным использованием абсорбента часто применяют также при очистке газов от вредных примесей. При этом поглотитель должен быть недорогим, а концентрация поглощаемого газа – незначительной. Тогда использованный поглотитель можно не десорбировать, а применять для каких-то целей или сбрасывать его как отход (если это допустимо по санитарным нормам).

Схемы с многократным использованием абсорбента применяют в промышленности намного чаще. На рис. 4.11 представлена схема абсорбционной установки с десорбцией абсорбента и его рециркуляцией.

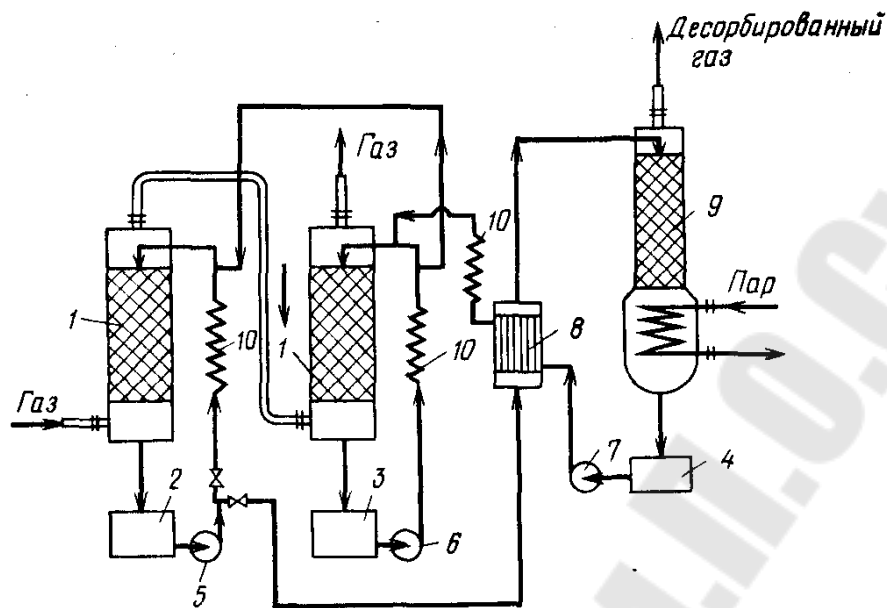


Рис. 4.11 [6]. Схема противоточной многоступенчатой абсорбционной установки с регенерацией поглотителя и рециркуляцией жидкости по ступеням: 1 – абсорберы; 2–4 – сборники; 5–7 – насосы; 8 – теплообменник; 9 – десорбер; 10 – холодильники

Абсорбент из последнего по ходу жидкости абсорбера 1 поступает в сборник 2, откуда его насосом 5 через теплообменник 8 подают в десорбер 9, в котором освобождают от поглощенного газа. Из десорбера регенерированный абсорбент проходит через теплообменник 8, отдает теплоту абсорбенту, поступающему на десорбцию, и затем через холодильник 10 возвращается на орошение первого по ходу жидкости абсорбера.

В рассмотренных схемах использованы насадочные колонны, в которых отвод теплоты в процессе абсорбции затруднителен. В тарельчатых абсорберах отвод теплоты абсорбции организовать значительно проще. Его проводят непосредственно на тарелках с помощью установки на них, например, змеевиковых холодильников.

Глава 5. РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

5.1. Основные положения о процессах перегонки и ректификации

Перегонка жидкостей представляет собой процесс, в котором разделяемая жидкая смесь нагревается до кипения, а образующийся пар отбирается и конденсируется. В результате получают жидкость-конденсат, состав которой отличается от состава начальной смеси. Повторяя много раз процессы испарения конденсата и конденсации, можно практически полностью разделить исходную смесь на чистые составные части (компоненты).

Процесс перегонки основан на том, что жидкости, составляющие смесь, обладают различным давлением (упругостью) пара при одной и той же температуре. Поэтому состав пара, а следовательно, и состав жидкости, получающейся при конденсации пара, будут несколько отличаться от состава начальной смеси: легколетучего (или низкокипящего – НК) компонента в паре будет содержаться больше, чем в перегоняемой жидкости. Очевидно, что в неиспарившейся жидкости концентрация труднолетучего (или высококипящего – ВК) компонента при этом должна увеличиться.

В простейшем случае перегонка почти не отличается от выпарки. Но выпарке подвергаются растворы, состоящие из летучего растворителя и практически нелетучего растворенного вещества, а при перегонке в пар переходят и растворитель, и растворенное вещество.

Перегонка является одним из важнейших технологических процессов разделения и очистки жидкостей и сжиженных газов в химической, нефтехимической, фармацевтической, пищевой и других отраслях промышленности.

Перегонку подразделяют на два основных вида: простую перегонку (или дистилляцию) и ректификацию. К простой перегонке относят также перегонку с водяным паром и молекулярную дистилляцию.

Под *простой перегонкой* понимают процесс однократного частичного испарения исходной жидкой смеси и конденсации образующихся при этом паров. Ее применяют для разделения смесей, представляющих собой легколетучее вещество с некоторым содержанием весьма труднолетучих веществ. Обычно простую перегонку используют для предварительного разделения, очистки веществ от примесей, смол, загрязнений. При этом сконденсированные пары называют *дистиллятом*, а оставшуюся неиспаренной жидкость – *остатком*.

Ректификация – наиболее полное разделение смесей жидкостей, целиком или частично растворимых друг в друге. Процесс заключается в многократном взаимодействии паров с жидкостью – *флегмой*, полученной при частичной конденсации паров.

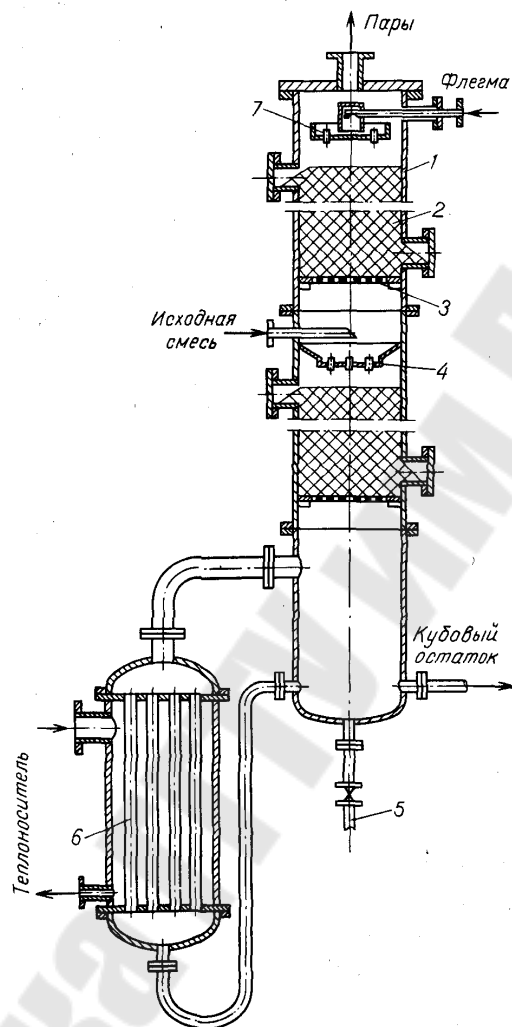


Рис. 5.1 [6]. Насадочная ректификационная колонна с кипятильником:
 1 – корпус; 2 – насадка; 3 – опорная решетка; 4 – перераспределитель флегмы; 5 – патрубок для слива кубового остатка; 6 – кипятильник;
 7 – ороситель

Представим себе аппарат (например, насадочную колонну), в котором снизу движутся пары (рис. 5.1), а сверху навстречу парам подают жидкость, представляющую собой почти чистый НК. При взаимодействии поднимающихся паров со стекающей жидкостью происходят частичная конденсация и частичное испарение жидкости (флегмы) за счет теплоты конденсации. При этом из пара конденсируется преимущественно ВК, а из флегмы испаряется преимущественно НК. Таким образом, стекающая флегма непрерывно обогащается ВК,

а поднимающиеся пары – НК. В результате выходящий из колонны пар состоит почти целиком из НК. Пар конденсируют в специальном теплообменнике-конденсаторе (или дефлегматоре – на рис. 5.1 не показан). Часть этого конденсата в виде флегмы идет на орошение колонны, другую часть – *дистиллят* или *ректификат* – отбирают как готовый продукт. Жидкость, выходящую из нижней части колонны, называют *кубовым остатком*. Для образования восходящих потоков паров колонну *1* снабжают кипятильником *б*, в котором происходит испарение части кубового остатка.

В качестве аппаратов для ректификации используют в основном уже известные из главы 4 тарельчатые, а также насадочные и пленочные колонны. Ректификационные колонны по устройству принципиально не отличаются от абсорберов. Некоторые их особенности будут рассмотрены ниже.

Равновесие в системе жидкость–пар

В общем случае жидкая смесь может состоять из нескольких компонентов. В простейшем случае – из двух, например из компонентов *A* и *B*. Характер поведения жидкой смеси зависит главным образом от природы составляющих ее веществ и давления.

Для идеальных растворов характерно то, что сила взаимодействия между всеми молекулами (одноименными и разноименными) равна. При этом общая сила, с которой молекула удерживается в смеси, не зависит от состава смеси. Очевидно, что парциальное давление в этом случае должно зависеть лишь от числа молекул, достигающих в единицу времени поверхности жидкости со скоростью, необходимой для преодоления сил внутреннего притяжения молекул, т. е. при данной температуре давление соответствующего компонента возрастает пропорционально его содержанию в жидкой смеси (закон Рауля):

$$p_A = P_A x_A, \quad (5.1)$$

$$p_B = P_B(1 - x_A). \quad (5.2)$$

Закон Рауля справедлив и для газов с температурой ниже *критической* (т. е. такой температуры, выше которой газ при увеличении давления не сжижается).

По степени растворимости компонентов смеси жидкости подразделяют на взаиморастворимые в любых соотношениях, частично растворимые и практически взаимонерастворимые. В свою очередь смеси со взаиморастворимыми компонентами в любых соотношениях

делятся на: *идеальные растворы*, которые подчиняются закону Рауля; так называемые *нормальные растворы* – жидкие смеси, часично отклоняющиеся от закона Рауля, но не образующие смесей с постоянной температурой кипения (*азеотропов*); *неидеальные растворы* – жидкости со значительными отклонениями от закона Рауля, в том числе смеси с постоянной температурой кипения (азеотропы). (Отметим, что полностью взаимонерастворимых жидкостей нет, обычно все жидкости хотя бы в незначительных количествах, но растворяются друг в друге. Однако в этих случаях на практике для удобства принимают такие жидкости взаимонерастворимыми.)

Для технических расчетов применяется диаграмма t - x , y , т. к. обычно процессы перегонки в промышленных аппаратах протекают при $P = \text{const}$, т. е. в изобарных условиях. На этой диаграмме (рис. 5.2) по оси абсцисс отложены концентрации жидкой x и паровой y фаз, отвечающие различным температурам.

По закону Дальтона $p_A = Py_A^*$ и тогда (с учетом 5.1):

$$y_A^* = p_A / P = (P_A / P)x_A, \quad (5.3)$$

но

$$P = p_A + p_B = P_A x_A + P_B (1 - x_A) = P_B + (P_A - P_B)x_A, \quad (5.4)$$

тогда

$$x_A = (P - P_B) / (P_A - P_B). \quad (5.5)$$

По уравнению (5.5) по известным P_A и P_B при заданной температуре t_1 , t_2 и т. д. находят x_{A_1} , x_{A_2} и т. д., а затем по уравнению (5.3) – соответствующие значения $y_{A_1}^*$, $y_{A_2}^*$ и т. д. и по найденным точкам строят линии кипения жидкости (кривая $t_{A_2} A_2 A_1 t_B$) и конденсации паров (кривая $t_A B_2 B_1 t_B$). Отметим, что уравнение (5.5) устанавливает связь между концентрациями (по жидкости) и заданными давлениями (общим P и насыщенными паров P_A и P_B). Отрезки $A_1 B_1$, $A_2 B_2$ и т. д., соединяющие точки равновесных составов жидкой и паровой фаз, являются изотермами.

Отметим, что точки, лежащие на кривой $t_A A_2 A_1 t_B$, отвечают жидкой фазе, находящейся при температуре кипения. Очевидно, что любая точка, лежащая ниже этой кривой, характеризует систему, состоящую только из жидкой фазы. Аналогично, любая точка, лежащая

выше кривой $t_A B_2 B_1 t_B$, характеризует систему, температура которой выше температуры начала конденсации пара, т. е. пары в этой точке являются перегретыми, и система состоит только из паровой фазы. Точки, находящиеся между кривыми кипения и конденсации (например, точка C на рис. 5.2), характеризуют системы, температуры которых выше температуры кипения жидкости данного состава и ниже температуры конденсации паров этого же состава. Таким образом, эти точки отвечают равновесным парожидкостным системам.

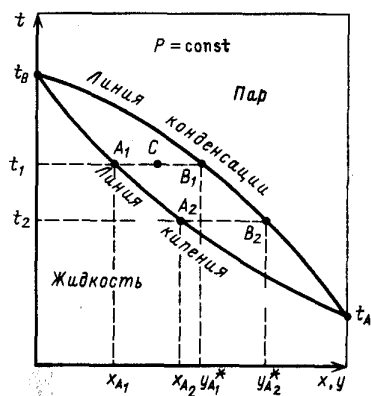


Рис. 5.2 [18]. Фазовая диаграмма $t-x, y$

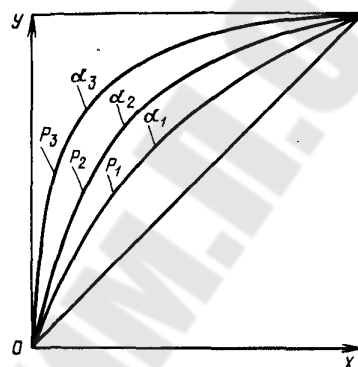


Рис. 5.3 [18]. К определению влияния давления на положение линии равновесия

Основные положения фазового равновесия были рассмотрены в главе 2 (правило фаз Гиббса, законы Генри и Рауля и др.). Там же для идеальных бинарных систем получено уравнение, которое описывает линию равновесия:

$$y_A^* = \alpha x_A / [1 + x_A(\alpha - 1)], \quad (5.6)$$

где $\alpha = P_A / P_B$ – относительная летучесть компонента A (иногда α называют коэффициентом разделения).

Это уравнение можно использовать также для систем, которые несильно отличаются от идеальных, например для смесей жидкостей одного гомологического ряда. Поскольку давления насыщенных паров P_A и P_B компонентов A и B могут изменяться в интервале температур кипения компонентов A и B смеси (т. е. от t_A до t_B), то для упрощения расчетов в уравнение (5.6) вводят среднее геометрическое значение относительной летучести:

$$\alpha = (\alpha_1 \alpha_2)^{0,5}, \quad (5.7)$$

где α_1 и α_2 – относительные летучести при температурах t_A и t_B .

Отметим, что относительная летучесть α при понижении температуры обычно увеличивается. Поскольку температура кипения с понижением давления снижается, то, очевидно, с уменьшением давления она также будет увеличиваться (рис. 5.3). Из рис. 5.3 следует, что $\alpha_3 > \alpha_2 > \alpha_1$, при этом $P_1 > P_2 > P_3$. Это обстоятельство используют при разделении смесей с близкими температурами кипения, у которых значение α мало. Следует отметить, что кривая равновесия и диагональ на рис. 5.3 ограничивают область сосуществования двух фаз – пара и жидкости.

Взаимное положение кривых на фазовых диаграммах t - x - y и y - x как для идеальных, так и для реальных систем могут быть определены с помощью законов Коновалова. Законы Коновалова устанавливают связи между изменениями состава, давления или температуры в двухфазных системах, они лежат в основе теории перегонки и ректификации бинарных смесей.

Первый закон Коновалова формулируется так: пар обогащается тем компонентом, при добавлении которого к жидкости повышается давление пара над ней или снижается ее температура кипения, или пар всегда более обогащен НК, чем соответствующая ему равновесная жидкая фаза.

Первый закон Коновалова дополняется *первым правилом Вревского*, отражающим влияние температуры на равновесные составы фаз: *при повышении температуры бинарной смеси в парах возрастает относительное содержание того компонента, парциальная молярная теплота испарения которого больше.*

Для многих реальных смесей отклонение от закона Рауля настолько существенно, что приводит к качественно новому состоянию системы, а на фазовых диаграммах P - x и t - x появляются (рис. 5.4, б, в) относительный максимум или минимум. При этом кривые жидкости и пара соприкасаются друг с другом в экстремальных точках, в которых составы равновесных фаз одинаковы. Такие смеси, как известно, называют *азеотропными*, или *азеотропами*. Их основная особенность состоит в том, что при испарении такая смесь (азеотроп) не изменяет своего состава, поэтому для ее разделения требуются специальные методы (азеотропная и экстрактивная ректификация, изменение давления и др.).

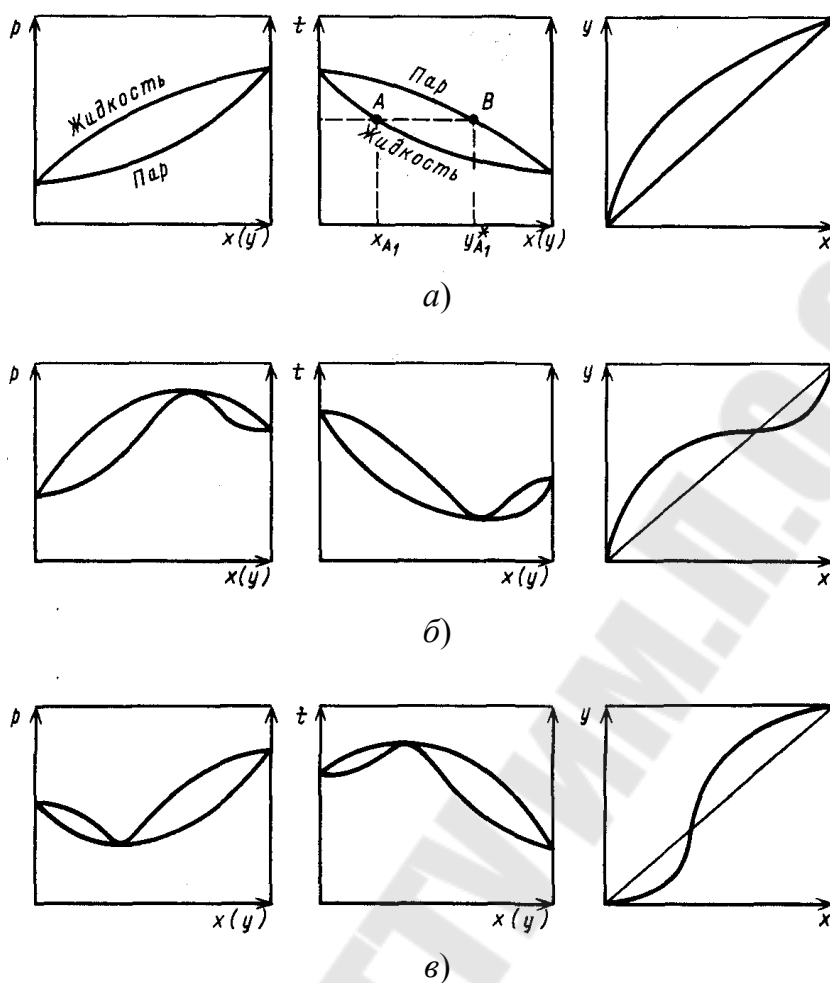


Рис. 5.4 [6]. Фазовые диаграммы равновесия жидкость–пар для идеальной (а) и реальных (б, в) систем

Эта особенность азеотропных смесей постулируется *вторым законом Коновалова*, который можно сформулировать следующим образом: *если давление и температура сосуществования двух бинарных фаз имеют экстремум (максимум или минимум), то составы фаз одинаковы*. Это справедливо для фаз любой природы. Для систем жидкость–пар второй закон Коновалова определяет основное свойство азеотропов. Смещение состава азеотропов при изменении внешних условий определяется *вторым законом Вревского*: *если давление (температура) системы жидкость–пар имеет максимум, то при повышении температуры в азеотропной смеси возрастает концентрация того компонента, парциальная молярная теплота испарения которого больше, а если давление (температура) системы раствор–пар имеет минимум, то при повышении температуры в азеотропной смеси возрастает концентрация компонента с меньшей теплотой испарения*.

5.2. Простая перегонка

Обычно процесс простой перегонки проводят периодически, хотя в принципе этот процесс можно организовать и непрерывным.

При периодической перегонке жидкость постепенно испаряется, и образующиеся при этом пары непрерывно удаляются из системы и конденсируются с получением дистиллята (иногда этот способ называют простой дистилляцией). При этом содержание НК в кубовой (исходной) жидкости уменьшается, что приводит к снижению содержания НК в дистилляте – в начале процесса содержание НК максимально, а в конце – минимально.

Простую перегонку можно проводить при атмосферном давлении или под вакуумом (для снижения температуры перегонки).

Для получения нужных фракций (или разного состава дистиллята) применяют фракционную, или дробную, перегонку (рис. 5.5, а).

Исходную смесь загружают в куб 1, имеющий змеевик для нагревания и кипячения этой смеси. Образующиеся пары конденсируются в теплообменнике-конденсаторе 2, дистиллят в нем же охлаждается до заданной температуры и поступает в один из сборников 3. После окончания процесса перегонки остаток сливают из куба 1 и вновь загружают в него исходную смесь.

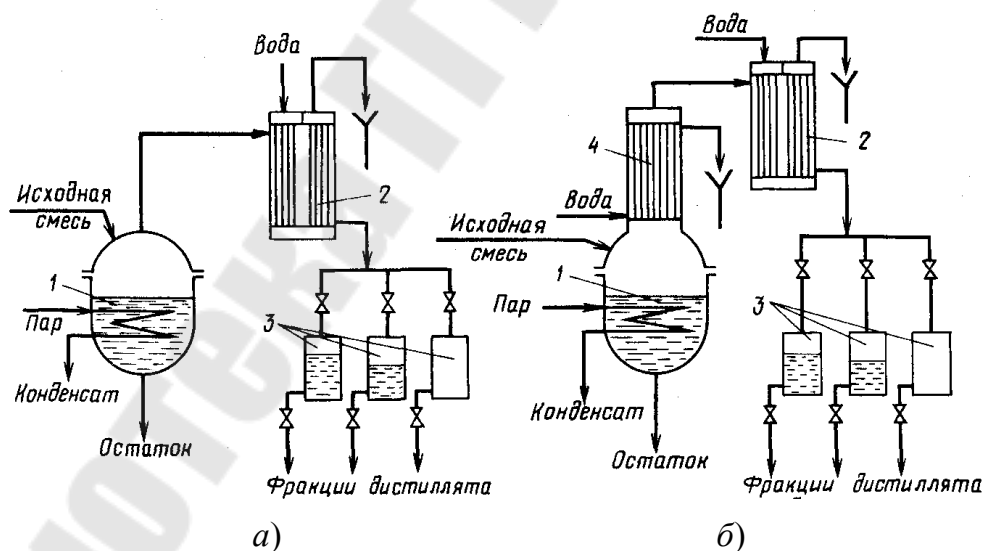


Рис. 5.5 [1]. Схема установок для простой перегонки (а) и перегонки с дефлегмацией (б): 1 – кубы-кипяильники; 2 – конденсаторы-холодильники; 3 – сборники; 4 – дефлегматор

При простой перегонке образующийся пар отводится из аппарата и в каждый данный момент времени находится в равновесии с оставшейся жидкостью (что принимается при анализе этого процесса).

5.3. Непрерывная бинарная ректификация

Как отмечалось ранее, ректификация – это процесс разделения жидких смесей, который сводится к одновременно протекающим и многократно повторяемым процессам частичного испарения и конденсации разделяемой смеси на поверхности контакта фаз. Принцип ректификации наглядно виден из анализа диаграммы $t-x, y$ (рис. 5.6).

При нагревании исходной смеси состава x_1 до температуры t_1 кипения получим пар, находящийся в равновесии с жидкостью. При конденсации этого пара образуется жидкость (конденсат) состава $y_1^* = x_2$, которая обогащена НК. Нагрев эту жидкость до t_2 и сконденсировав образующиеся пары, получим конденсат состава $y_2^* = x_3$, причем $x_3 > x_2$, т. е. жидкость еще больше обогатилась НК. Таким образом можно получить жидкость, практически состоящую из НК. Аналогично можно провести процесс обогащения разделяемой жидкости высококипящим компонентом. Описанный процесс в принципе можно осуществить в многоступенчатой установке, каждая ступень которой является аппаратом простой перегонки. Однако так организуют процесс ректификации крайне редко из-за громоздкости и неэкономичности подобной установки.

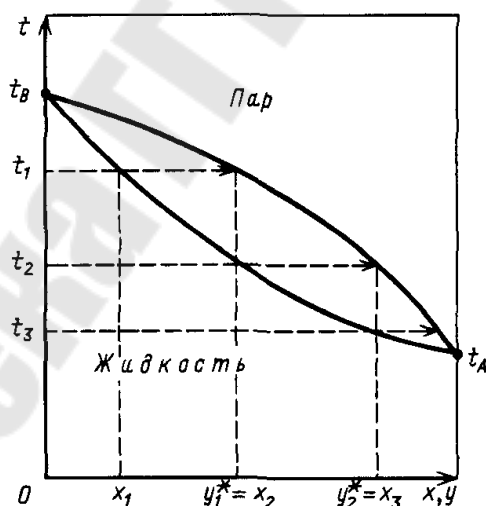


Рис. 5.6 [1], [6], [18]. Фазовая диаграмма $t-x, y$

Поэтому обычно процесс ректификации проводят в компактных аппаратах – колоннах (чаще в тарельчатых, а также в насадочных и пленочных). Этот процесс осуществляется при атмосферном и повышенном давлениях, под вакуумом. Под избыточным давлением обычно проводят ректификацию сжиженных газов, например для разделе-

ния кислорода и азота; под вакуумом – для разделения высококипящих и нетермостойких веществ, а также смесей компонентов с близкими температурами кипения. Ректификацию обычно проводят в установках непрерывного действия. Периодическую ректификацию используют в случае часто меняющихся по составу смесей и при небольших производительностях.

5.3.1. Схемы ректификационных установок

Рассмотрим схему ректификационной установки *непрерывного действия* для разделения бинарной смеси (рис. 5.7).

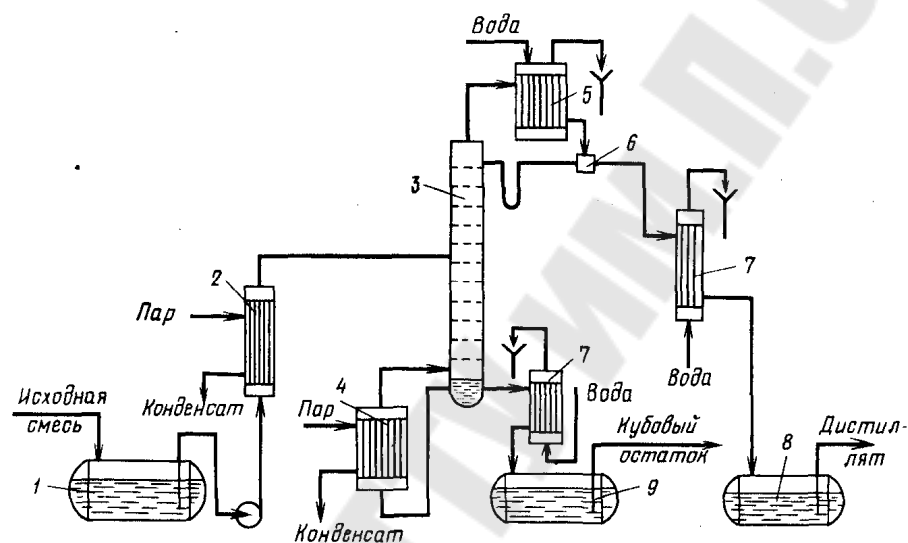


Рис. 5.7 [1]. Схема ректификационной установки непрерывного действия: 1 – емкость для исходной смеси; 2 – подогреватель; 3 – колонна; 4 – кипятыльник; 5 – дефлегматор; 6 – делитель флегмы; 7 – холодильник; 8 – сборник дистиллята; 9 – сборник кубового остатка

Для непрерывного проведения ректификации необходимо, чтобы поступающая на разделение смесь соприкасалась со встречным потоком пара с несколько большей концентрацией ВК, чем в жидкой смеси. Поэтому исходную смесь подают в то место ректификационной колонны 3, которое соответствует этому условию. Место ввода исходной смеси, нагретой до температуры кипения в подогревателе 2, называют *тарелкой питания*, или *питательной тарелкой*. Положение тарелки питания или ввода исходной смеси специально рассчитывается. Тарелка питания делит колонну на две части: верхнюю – *укрепляющую* и нижнюю – *исчерпывающую*. В укрепляющей части происходит обогащение поднимающихся паров низкокипящим компонентом, а в исчерпывающей – удаление НК. Поток пара, поднимающегося по ректификационной колонне, поддерживается испарением части кубовой

жидкости в кипятильнике 4, а поток жидкости, текущей по колонне сверху вниз, – возвратом части флегмы, образующейся при конденсации выходящих из колонны паров в дефлегматоре 5. Отметим, что отношение количества киломолей флегмы Φ , приходящееся на 1 кмоль отбираемого дистиллята P , называют флегмовым числом R (т. е. $R = \Phi/P$). Понятие о флегмовом числе введено для удобства анализа и расчета процесса ректификации.

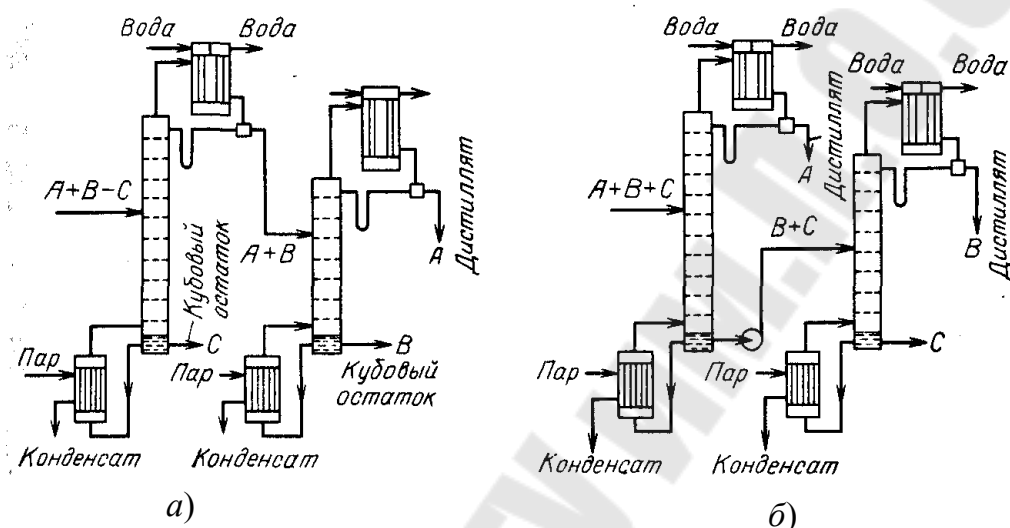


Рис. 5.8 [1]. Варианты (а, б) схем ректификации трехкомпонентных смесей

К достоинствам непрерывной ректификации относятся высокая производительность, однородность получаемого продукта, легкость автоматизации, возможность рекуперации теплоты.

При непрерывной ректификации многокомпонентных смесей в установке должна быть не одна колонна, а больше, т. к. в одной колонне можно разделить смесь только на два продукта. В общем случае число колонн N равно числу компонентов K разделяемой смеси минус 1, т. е.

$$N = K - 1. \quad (5.8)$$

Поясним это на примере разделения трехкомпонентной смеси (рис. 5.8). Для этого случая разделения возможны два варианта организации процесса. По варианту а два наиболее летучих компонента $A + B$ переходят в дистиллят, высококипящий компонент C остается в кубовом остатке, а смесь $A + B$ поступает в другую колонну. По варианту б в кубовом остатке остается смесь компонентов $B + C$, которые направляются в другую колонну на разделение. Таким образом, все

последующие колонны при многокомпонентной ректификации также должны состоять из двух частей – укрепляющей и исчерпывающей.

Следует отметить, что вариант *a* и аналогичные ему возможны не всегда (в отличие от варианта *b*), поскольку ограничены соотношением относительных летучестей компонентов и их содержанием в исходной смеси. Например, отделение смеси *A + B* от *C* (вариант *a*) на рис. 6.8 возможно при условии $\alpha_B > (\alpha_A + \alpha_C)$ или $\alpha_B > \sum \alpha x$: (где $\sum \alpha x = \alpha_A x_A + \alpha_C x_C$ – средняя суммарная относительная летучесть остальных компонентов). Таким образом, отделение в паровой фазе *i*-го компонента возможно только тогда, когда его относительная летучесть α_i больше средней относительной летучести всех компонентов:

$$\sum \alpha_i x_i = \alpha_A x_A + \alpha_B x_B + \alpha_C x_C + \dots \quad (5.9)$$

С увеличением числа компонентов исходной смеси возможное число вариантов взаимного соединения колонн быстро возрастает.

5.3.2. Ректификационные аппараты

Основными типами аппаратов для проведения процесса ректификации являются тарельчатые и насадочные колонны, которые по устройству принципиально не отличаются от тарельчатых и насадочных абсорберов, рассмотренных в главе 4. Кроме того, в ряде случаев, в основном для ректификации под вакуумом, используют пленочные колонны. Все эти аппараты, в отличие от абсорберов, для снижения потерь теплоты покрывают тепловой изоляцией.

Для увеличения поверхности фазового контакта в насадочных ректификационных колоннах часто применяют фасонную насадку с большими удельной поверхностью и свободным объемом (проволочные спирали, регулярная металлическая насадка и т. п.). Обычно такую достаточно дорогую насадку применяют для разделения смесей компонентов с близкой температурой кипения.

Основной отличительной особенностью ректификационных колонн является то, что для проведения ректификации они должны быть снабжены соответствующей теплообменной аппаратурой (кипятильником, подогревателем, конденсатором-дефлегматором, холодильниками дистиллята и кубового остатка).

Обычно дефлегматор (рис. 5.9, *a*) устанавливают выше верха колонны, для того чтобы флегма стекала в колонну самотеком.

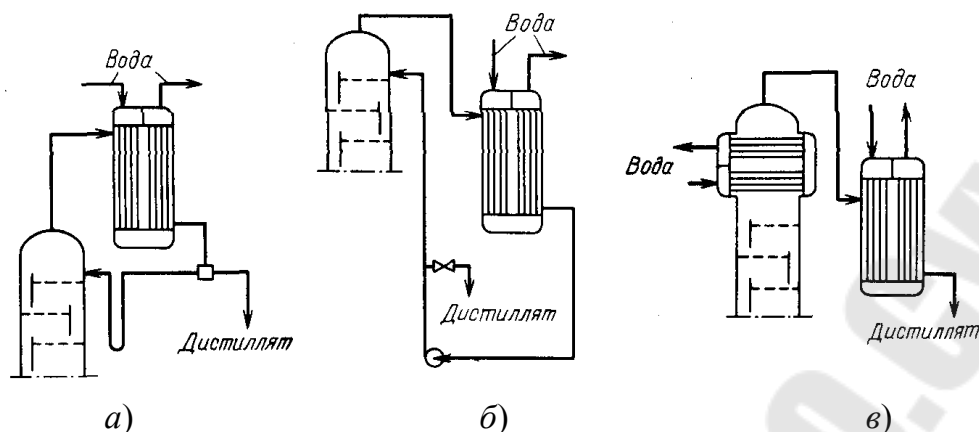


Рис. 5.9 [1]. Варианты расположения дефлегматоров:
а – с полной конденсацией и подачей флегмы самотеком;
б – с полной конденсацией и подачей флегмы насосом; *в* – с частичной конденсацией паров

Если высота колонны велика, то для удобства ее обслуживания и снижения высоты здания дефлегматор устанавливают ниже верха колонны (рис. 5.9, *б*). В этом случае для подачи флегмы на орошение колонны необходима установка дополнительного насоса. Иногда дефлегматор встраивают вверху колонны (рис. 5.9, *в*). При этом из колонны выходят пары в количестве, равном количеству дистиллята.

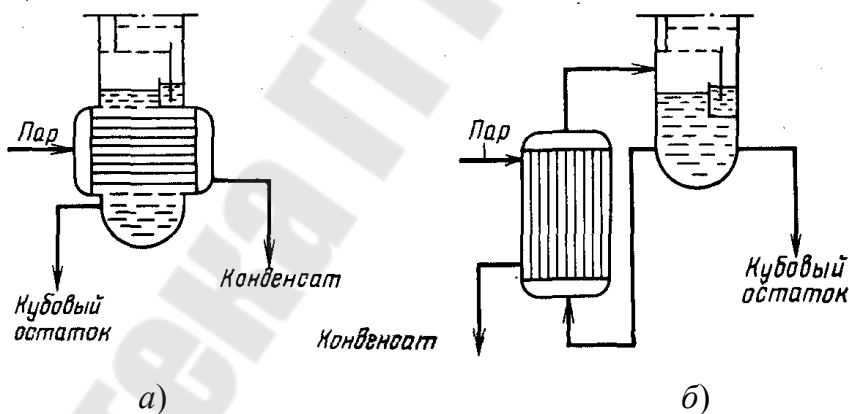


Рис. 5.10 [1]. Расположение встроенного (*а*) и выносного (*б*) кипятильников

Для обеспечения образования восходящего по колонне потока пара используют различные по устройству *кипятильники*, которые встраивают внутрь колонны (рис. 5.10, *а*) или делают выносными (рис. 5.10, *б*). Последний вариант на практике встречается чаще, т. к. в этом случае облегчаются ремонт и замена кипятильника. Такие кипятильники обычно устанавливают ниже колонны для улучшения естественной циркуляции кубовой жидкости.

5.3.3. Расчет ректификационных колонн

Известно два основных метода анализа работы и расчета ректификационных колонн: графоаналитический (часто этот метод называют графическим) и аналитический. Графический метод проще и нагляднее, поэтому с него и начнем рассмотрение анализа работы и расчета ректификационных колонн. При этом необходимо ввести следующие основные допущения, мало искажающие действительный процесс, но существенно упрощающие его анализ и расчет:

1) молярные теплоты испарения компонентов при одной и той же температуре приблизительно одинаковы (правило Трутона), поэтому каждый киломоль пара при конденсации испаряет 1 кмоль жидкости. Следовательно, количество поднимающихся паров (в киломолях) в любом сечении колонны одинаково;

2) в дефлегматоре не происходит изменения состава пара. Если весь пар конденсируется в дефлегматоре, то это положение полностью соответствует реальным условиям. Следовательно, состав пара, уходящего из ректификационной колонны, равен составу дистиллята, т. е. $y_P = x_P$;

3) при испарении жидкости в кипятильнике не происходит изменения ее состава. Следовательно, состав пара, образующегося в кипятильнике, соответствует составу кубового остатка, т. е. $y_W = x_W$;

4) теплоты смешения компонентов разделяемой смеси равны 0.

Оговорим, что при этом перед подачей в колонну смесь подогревают до температуры кипения жидкости в том сечении колонны, в которое она поступает.

Материальный баланс ректификационной колонны. Введем обозначения (рис. 5.11): F , x_F – поток (кмоль/с) и концентрация (молярные доли) НК исходной смеси; P , x_P – поток и концентрация НК дистиллята; W , x_W – поток и концентрация НК кубового остатка; Φ , x_Φ – поток и концентрация НК флегмы; G – количество пара (кмоль/с), выходящего из колонны.

Тогда материальный баланс колонны по всему потоку

$$F + \Phi = G + W, \quad (5.10)$$

но $G = P + \Phi$, и поэтому

$$F = P + W. \quad (5.11)$$

Материальный баланс по низкокипящему компоненту:

$$Fx_F = Px_P + Wx_W. \quad (5.12)$$

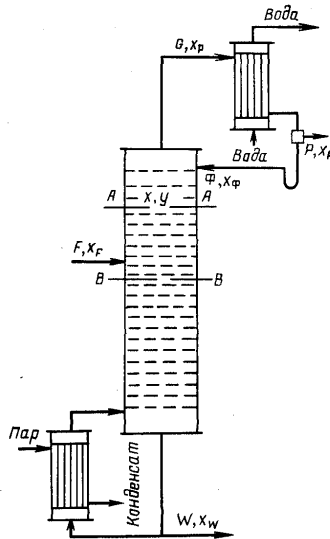


Рис. 5.11 [6]. К выводу уравнения материального баланса

Уравнения рабочих линий. Поскольку условия работы укрепляющей и исчерпывающей частей ректификационной колонны различны, то рассмотрим материальные балансы для них отдельно.

Для *укрепляющей* части колонны возьмем произвольное сечение $A-A$ (рис. 5.11), которому соответствуют текущие концентрации x и y , и составим материальный баланс по НК для верха этой части колонны:

$$Gy + Lx_P = Gy_P + Lx, \quad (5.13)$$

откуда

$$y = y_P - (L/G)(x_P - x), \quad (5.14a)$$

где L – количество флегмы, стекающей в верхней части колонны.

Причем

$$L = \Phi = PR.$$

Количество поднимающихся по колонне паров:

$$G = \Phi + R = PR + P = P(R + 1).$$

Так как по принятому допущению $y_P = x_P$, то уравнение (5.14a) при подстановке в него соответствующих значений L и G принимает вид

$$\begin{aligned} y &= x_P - \frac{PR}{P(R+1)}(x_P - x) = \frac{R}{R+1}x - \frac{R}{R+1}x_P + x_P = \\ &= \frac{R}{R+1}x - x_P \left(1 - \frac{R}{R+1}\right), \end{aligned} \quad (5.14b)$$

откуда получаем уравнение рабочей линии укрепляющей части колонны:

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_P}{R+1}. \quad (5.15)$$

При $x = x_P$ $y = x_P$, т. е. рабочая линия укрепляющей части колонны пересекает диагональ с абсциссой x_P , что и следовало ожидать, учитывая второе допущение.

Обозначим $R / (R + 1) = A$, а $x_P / (R + 1) = B$. Тогда уравнение (5.15) примет вид соотношения

$$y = Ax + B, \quad (5.16)$$

которое является уравнением прямой линии. В нем A – тангенс угла наклона α рабочей линии к оси абсцисс, а B – отрезок, отсекаемый рабочей линией на оси ординат (рис. 5.12).

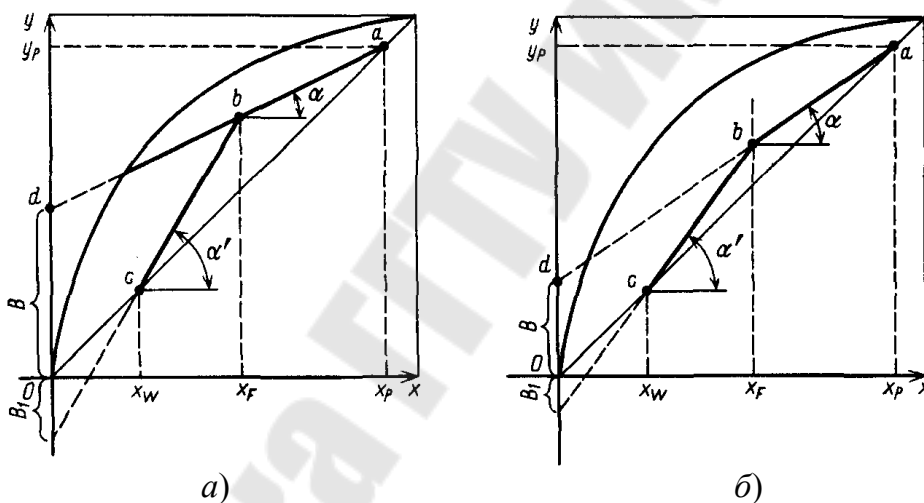


Рис. 5.12 [6]. К выводу уравнений рабочих линий верхней (а) и нижней (б) частей ректификационной колонны

При выводе уравнения рабочей линии *исчерпывающей* части колонны следует учитывать, что количество орошения этой части колонны увеличивается на величину расхода F исходной смеси. Рассмотрим материальный баланс для низа исчерпывающей части колонны – ниже произвольного сечения $B-B$ (рис. 5.11); текущие концентрации НК в фазах x и y .

Обозначим количества поднимающегося по нижней части колонны пара G' , а стекающей флегмы – L' . Тогда

$$G'y_W + L'x = G'y + L'x_W. \quad (5.17)$$

Если обозначить через $f = F / P$, то $F = Pf$. Количество стекающей по нижней части колонны флегмы $L' = \Phi + F = PR + fP = P(R + f)$. Количество поднимающегося по колонне пара не меняется, т. е.

$$G' = G = P(R + 1). \quad (5.18)$$

Откуда

$$y = y_W + (L'/G')(x - x_W) = y_W + (x - x_W)P(R + f) / [P(R + 1)], \quad (5.19)$$

тогда с учетом того, что $y_W = x_W$, получим

$$\begin{aligned} y &= x_W + [(R + f)/(R + 1)](x - x_W) = \\ &= x_W + [(R + f)/(R + 1)]x - [(R - f)/(R + 1)]x_W = \\ &= [(R + f)/(R + 1)]x + x_W[1 - (R + f)/(R + 1)]. \end{aligned} \quad (5.20)$$

После соответствующих преобразований имеем

$$y = [(R + f)/(R + 1)]x - [(f - 1)/(R + 1)]x_W, \quad (5.21)$$

или

$$y = A_1x - B_1, \quad (5.22)$$

где $A_1 = \text{tg } \alpha'$; B_1 – отрезок, отсекаемый рабочей линией на оси ординат (рис. 5.12).

При $x = x_W$ $y = x_W$, т. е. рабочая линия исчерпывающей части колонны проходит через точку, лежащую на диагонали с абсциссой x_W .

Итак, рабочая линия укрепляющей части колонны пересекает диагональ в точке с абсциссой x_P , а рабочая линия исчерпывающей части – в точке с абсциссой x_W . Теперь выясним, где же эти линии пересекаются.

Ордината точки пересечения, определяемая по уравнениям (5.15) и (5.21), будет одинаковой. Следовательно, можно приравнять правые части этих уравнений:

$$[R/(R + 1)]x - [x_P/(R + 1)] = [(R + f)/(R + 1)]x - [(f - 1)/(R + 1)]x_W, \quad (5.23)$$

или

$$Rx + x_P = (R + f)x - (f - 1)x_W. \quad (5.24)$$

Решая последнее выражение относительно абсциссы с координатой x , после простейших преобразований получаем $x = x_F$, т. е. абсцисса точки пересечения рабочих линий равна составу исходной сме-

си (т. е. эта точка соответствует сечению, на уровне которого подают питание в колонну). После этого можно построить рабочие линии для укрепляющей и исчерпывающей частей колонны.

На оси абсцисс откладывают заданные концентрации x_F , x_P , x_W и находят точки a и c (см. рис. 5.12). Если величина R задана, то на оси ординат откладывают отрезок $B = x_P / (R + 1)$ и соединяют точку d с точкой a . Проведя вертикаль из точки x_F до пересечения с линией ad , находят точку b пересечения рабочих линий и соединяют ее с точкой c . Таким образом, получают рабочие линии ab – для укрепляющей и bc – для исчерпывающей частей колонны. Для определения числа теоретических ступеней изменения концентрации между рабочими и равновесной линиями строят ступень в интервале концентраций x_P – x_W .

Отметим, что в отличие от абсорбции при ректификации рабочие линии располагаются ниже линии равновесия.

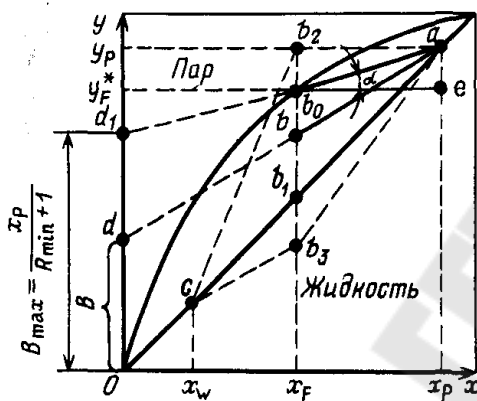


Рис. 5.13 [6]. К построению рабочих линий на диаграмме y - x

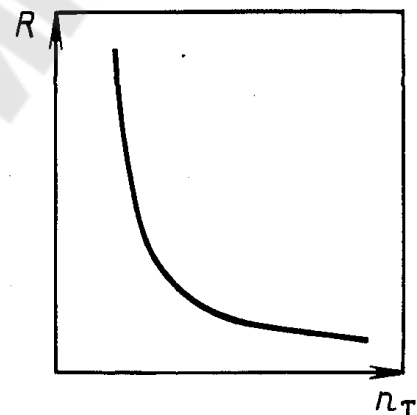


Рис. 5.14 [6]. Зависимость ЧТГ (n_T) от величины флегмового числа (R)

Анализ положения рабочих линий в зависимости от величины флегмового числа позволяет найти пределы изменения значений R и его выбор для оптимальной организации процесса. Практически флегмовое число не бывает задано, и его нужно правильно выбрать. Это особенно важно при больших производительностях установки.

Точка пересечения рабочих линий (т. b на рис. 5.13) зависит от величины $B = x_P / (R + 1)$, которая изменяется с изменением R (т. к. $x_P = \text{const}$). Это точка может перемещаться по вертикали, выходящей из точки c с координатой на абсциссе x_F , в интервале отрезка b_0b_1 . Пересечение рабочих линий в точках b_2 и b_3 невозможно. Поясним, почему.

В одном случае (точка b_2) рабочая линия пересекает линию равновесия, что невозможно, поскольку при ректификации $y_1 < y^*$.

В другом случае пересечение рабочих линий в точке b_0 невозможно потому, что при этом концентрация НК в паре была бы выше, чем в жидкой фазе, а при перегонке этого не может быть. Вот почему линии рабочих концентраций могут пересекаться по линии x_F только между диагональю и равновесной линией, т. е. только по линии b_0b_v .

При пересечении рабочих линий в точке b_0 рабочие концентрации равны равновесным, что возможно только при бесконечно большой поверхности массопередачи, т. к. при этом $\Delta y_{cp} = 0$. Это следует, например, из уравнения массопередачи $[F = M / (K_y \Delta y_{cp})$ при $\Delta y_{cp} = 0]$ или определения ЧЭП $[n_{0y} = (y_k - y_n) / \Delta y_{cp} = 0$ при $\Delta y_{cp} = 0]$. В этом случае (линия ad_1 на рис. 5.13) флегмовое число должно быть минимальным, а величина отрезка B – максимальной, т. е.

$$B_{\max} = x_p / (R_{\min} + 1) \text{ или } R_{\min} = (x_p - B_{\max}) / B_{\max}, \quad (5.25)$$

причем B_{\max} определяют графически (рис. 5.13).

Из уравнения (5.16) рабочей линии верхней части колонны для рассматриваемого случая (т. е. для условия пересечения рабочих линий в точке b_0) следует, что

$$A = R_{\min} / (R_{\min} + 1) = \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.26)$$

откуда

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha = ae / (b_0e) &= (y_p - y_F^*) / (x_p - x_F) = (x_p - y_F^*) / (x_p - x_F) = \\ &= R_{\min} / (R_{\min} + 1). \end{aligned} \quad (5.27)$$

Решая уравнение (5.27) относительно R_{\min} , получим

$$R_{\min} = (x_p - y_F^*) / (y_F^* - x_F) = (y_p - y_F^*) / (y_F^* - x_F). \quad (5.28)$$

При пересечении рабочих линий в точке b_1 на диагонали, т. е. если бы направления рабочих линий совпадали с диагональю диаграммы, отрезок на оси ординат B был бы равен 0, и тогда $R = (x_p - 0) / 0 = \infty$. При этом ЧТТ будет минимальным, т. к. рабочая линия максимально удалена от линии равновесия. Практически это возможно при работе колонны без отбора дистиллята (т. е. колонна работает на себя) и $R = \Phi / 0 = \infty$. На практике рабочие линии пересекаются в точке b и $R > R_{\min}$, т. е. $R = aR_{\min}$ (где примерное значение $a = 1,1-3$).

Таким образом, типичная зависимость ЧТТ ректификационной колонны от величины флегмового числа представлена на рис. 5.14. С помощью подобной зависимости $n = f(R)$ можно найти лишь ориентировочное значение рабочего флегмового числа, поскольку в данном случае на рис. 5.14 учитываются практически только капитальные вложения. Для нахождения оптимального флегмового числа необходимо учитывать еще и эксплуатационные затраты на проведение процесса ректификации, которые вносят существенный вклад в общую стоимость процесса (в рассматриваемом случае это прежде всего расходы теплоты на проведение процесса).

Тепловой баланс ректификационной колонны

Тепловой баланс колонны непрерывного действия имеет вид (рис. 5.15):

$$Q_{\text{кип}} + Q_F + Q_{\Phi} = Q_G + Q_W + Q_{\Pi}, \quad (5.29)$$

где $Q_{\text{кип}}$ – приход теплоты с теплоносителем в кипятильнике; Q_F – приход теплоты с исходной смесью; Q_{Φ} – приход теплоты с флегмой; Q_G – расход теплоты с уходящим из колонны паром; Q_W – расход теплоты с уходящим из колонны кубовым остатком; Q_{Π} – потери теплоты в окружающую среду.

С учетом того, что $F = P + W$, $G = P(R + 1)$ и $\Phi = PR$, имеем

$$Q_{\text{кип}} + (W + P)H_F + PRH_{\Phi} = P(R + 1)H_G + WH_W + Q_{\Pi}, \quad (5.30)$$

откуда главная статья расхода теплоты на проведение процесса ректификации $Q_{\text{кип}}$ определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{\text{кип}} &= P(R + 1)H_G + WH_W + Q_{\Pi} - (W + P)H_F - PRH_{\Phi} = \\ &= PRH_G + PH_G + WH_W + Q_{\Pi} - PH_F - WH_F - PRH_{\Phi} = \\ &= PR(H_G - H_{\Phi}) + P(H_G - H_F) + W(H_W - H_F) + Q_{\Pi}. \end{aligned} \quad (5.31)$$

Но $H_G - H_{\Phi} = r_{\Phi}$ (r_{Φ} – теплоты испарения флегмы), тогда

$$Q_{\text{кип}} = PRr_{\Phi} + P(H_G - H_F) + W(H_W - H_F) + Q_{\Pi}, \quad (5.32)$$

где PRr_{Φ} – теплота, идущая на испарение флегмы; $P(H_G - H_F)$ – теплота на испарения дистиллята; $W(H_W - H_F)$ – теплота на нагрев кубового остатка от температуры исходной смеси на входе в колонну до температуры кипения остатка.

Расход греющего пара в кипятильнике:

$$D = Q_{\text{кип}} / r, \quad (5.33)$$

где r – теплота парообразования греющего пара.

Если $H_{\Phi} \approx H_F$, то уравнение (5.33) упрощается:

$$Q_{\text{кип}} = P(R + 1)r_{\Phi} + W(H_W - H_F) + Q_{\text{п}}. \quad (5.34)$$

Из уравнения (5.34) видно, что расход теплоты на ректификацию существенно зависит от флегмового числа R .

Следует отметить, что расход теплоты на ректификацию достаточно велик. Поэтому при проектировании ректификационной установки нужно рассмотреть возможность рекуперации части затрачиваемой теплоты.

Наиболее заметная экономия может быть достигнута при использовании принципа теплового насоса, когда уходящий из колонны пар подвергается сжатию в компрессоре до давления, соответствующего требуемой температуре его конденсации в кубе-кипятильнике. При этом отпадает необходимость в конденсаторе-дефлегматоре и расходе воды на конденсацию. Очевидно, что наиболее рациональное применение последнего варианта – при разделении смесей с близкими температурами кипения.

Если кубовый остаток является водой с очень низким содержанием примесей, то целесообразно его обогреть проводить острым паром, а не через стенку кипятильника, т. е. в этом случае отпадает необходимость в кипятильнике и происходит ускорение процесса теплопереноса вследствие непосредственного контакта теплоносителей.

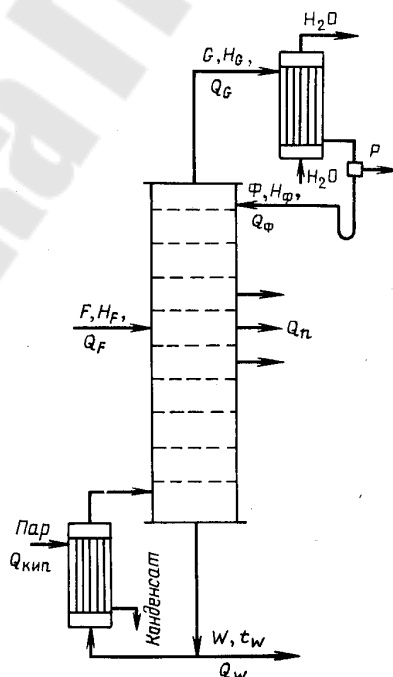


Рис. 5.15 [18]. К выводу уравнения теплового баланса ректификационной колонны

Частичный предварительный нагрев исходной смеси можно провести, пропустив ее через дефлегматор или холодильники дистиллята и кубового остатка. При этом, помимо экономии теплоты на подогрев исходной смеси, снижается расход охлаждающей воды в дефлегматоре и холодильниках. Поэтому при расчете ректификационной установки следует выбрать рациональную тепловую схему, основанную на технико-экономическом расчете.

Выбор рабочего флегмового числа

Типичная зависимость ЧТТ (а значит, и высоты ректификационной колонны) от величины R представлена на рис. 5.16, который построен на основе анализа работы ректификационной колонны.

Из этого рисунка видно, что с увеличением флегмового числа ЧТТ уменьшается. Но увеличение значения R ведет к росту расхода теплоты (греющего пара) на проведение процесса ректификации.

Поэтому вопрос выбора оптимального флегмового числа наиболее правильно решать путем технико-экономического расчета процесса (рис. 5.15).

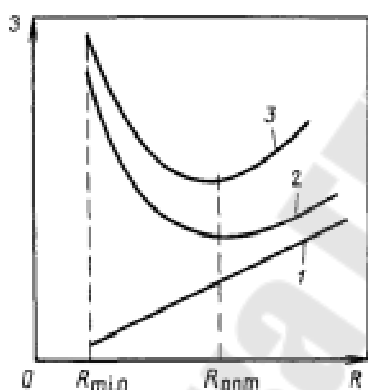


Рис. 5.16 [6]. К определению оптимального флегмового числа с помощью технико-экономического расчета процесса: 1 – эксплуатационные затраты; 2 – капитальные вложения; 3 – общие затраты на ректификацию

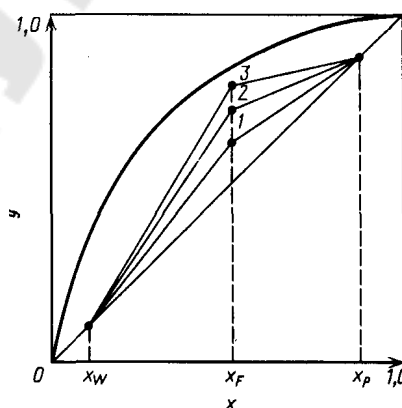


Рис. 5.17 [6]. К определению оптимального флегмового числа по упрощенной методике

Эксплуатационные затраты I возрастают пропорционально величине R , поскольку они в основном определяются расходом теплоты на проведение процесса. Отметим, что капитальные вложения с увеличением R снижаются до определенного значения R , после чего наблюдается некоторое их увеличение. Это объясняется тем, что с уве-

личением R увеличивается и плотность орошения колонны, а это часто приводит к снижению допустимой скорости пара в колонне и, следовательно, к росту ее диаметра. Последнее влечет за собой увеличение объема колонны и, соответственно, увеличение капитальных вложений. Таким образом, кривая, отражающая суммарные затраты на проведение ректификации, должна иметь минимум, который и определяет оптимальное флегмовое число $R_{\text{опт}}$.

Часто для упрощения выбор оптимального флегмового числа проводят по следующей методике. Задаются рядом значений R в пределах $R_{\text{min}} < R < \infty$ и получают ряд положений рабочих линий на диаграмме y - x (рис. 5.17) с точками пересечения по вертикали с абсциссой x_F 1, 2, 3 и т. д. Для этих положений рабочих линий определяют соответственно число единиц переноса n_{0y} и затем строят графическую зависимость $n_{0y}(R + 1) = f(R)$. Величина $n_y \sim H$ (где H – высота колонны), а $(R + 1) \sim G$ (где G – расход пара, выходящего из колонны; в данном случае величина G отнесена к 1 кмоль дистиллята). Отметим, что к тому же сечению колонны $S \sim G$, т. е. произведение $n_{0y}(R + 1) \sim HS \sim V$ (где V – объем колонны). Таким образом, величина $n_{0y}(R + 1)$ характеризует как эксплуатационные затраты, так и капитальные вложения. На рис. 5.18 представлена типичная зависимость $n_{0y}(R + 1) = f(R)$. Для упрощения построения графика этой зависимости вместо величины n_{0y} на оси ординат можно поставить $n_T(R + 1)$.

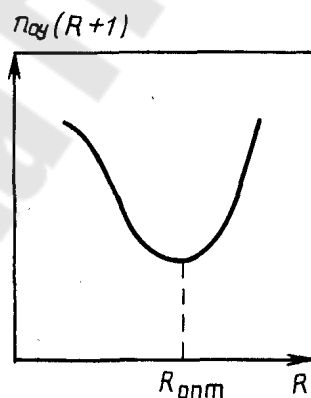


Рис. 5.18 [6]. К выбору оптимального флегмового числа

Особенности расчета ректификационных аппаратов

Принципиально технологические расчеты ректификационных колонн аналогичны расчетам других массообменных аппаратов и основаны на тех же закономерностях, которые достаточно подробно рассмотрены в главах 1, 4, 5. Следует, однако, отметить, что процесс ректификации значительно сложнее, например, процесса абсорбции,

т. к. в этом процессе перенос вещества всегда сопровождается теплопереносом. На первый взгляд может показаться, что скорость процесса ректификации зависит только от скорости подвода теплоты к разделяемой смеси. Однако в действительности это не так. Конечно, без подвода теплоты процесс ректификации происходить не будет. Но скорость процесса и его эффективность, как и в любом другом массообменном процессе, зависят обычно от скорости массопереноса между фазами, т. е. от скорости массоотдачи в фазах. Поэтому и для ректификации справедливы все положения, рассмотренные в главе 4, – влияние на скорость процесса гидродинамических условий, физических свойств фаз и других факторов, выявление лимитирующей стадии процесса, определение его движущей силы и т. д.

Вместе с тем сопряженность процессов массо- и теплопереноса является спецификой ректификации, что приводит к некоторым последствиям, усложняющим анализ и расчет данного процесса. Некоторые из них кратко рассмотрены ниже:

1) температура кипения кубовой жидкости выше температуры кипения дистиллята (и, конечно, флегмы). Если различия между этими температурами значительны, то вклад массопереноса вследствие этой разности температур (большее обогащение пара НК, а флегмы – ВК) может быть заметным;

2) иногда возможно существенное изменение физических свойств сред по высоте колонны, что может повлиять не только на скорость массопереноса, но даже и на величину поверхности контакта фаз (ухудшение или улучшение смачиваемости насадки, изменение размеров пузырьков и т. д.). Последнее обстоятельство связано в основном с изменением поверхностного натяжения жидкости как следствием изменения ее состава и температуры;

3) допущение при анализе и расчете ректификационных колонн равенства молярных теплот испарения компонентов иногда может дать достаточно большие отклонения. Анализ этих возможных эффектов следует проводить в каждом конкретном случае;

4) нижняя часть ректификационной колонны работает при большем орошении по сравнению с верхней, поэтому часто необходимо рассчитывать верхнюю и нижнюю части колонны отдельно.

Вместе с тем следует отметить, что все названные выше эффекты обычно ускоряют процесс массопереноса. Поэтому в случае, если при расчете процесса ректификации используются уравнения, полученные для процесса абсорбции, это, как правило, дает запас производительности и эффективности колонны.

Глава 6. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

6.1. Общие сведения

В холодильных установках осуществляется отвод теплоты от тел с низкой температурой к телам с более высокой температурой. Такой перенос теплоты может происходить только при затрате работы извне. Если обозначить температуру тел с низкой температурой через T_0 , с высокой – через T_k , а температуру окружающей среды – T_{oc} , то холодильные установки работают в диапазоне температур $T_0 < T_{oc}$ и $T_k = T_{oc}$. Если же $T_0 = T_{oc}$ и $T_k > T_{oc}$, то установка будет работать в режиме теплового насоса, при котором перенос теплоты будет осуществляться к телам с температурой более высокой, чем температура окружающей среды T_{oc} . Установка будет работать по комбинированной схеме (холодильная установка + тепловой насос), если температурный диапазон будет: $T_0 < T_{oc}$ и $T_k > T_{oc}$. Обратные обратимые циклы Карно таких установок представлены на рис. 6.1.

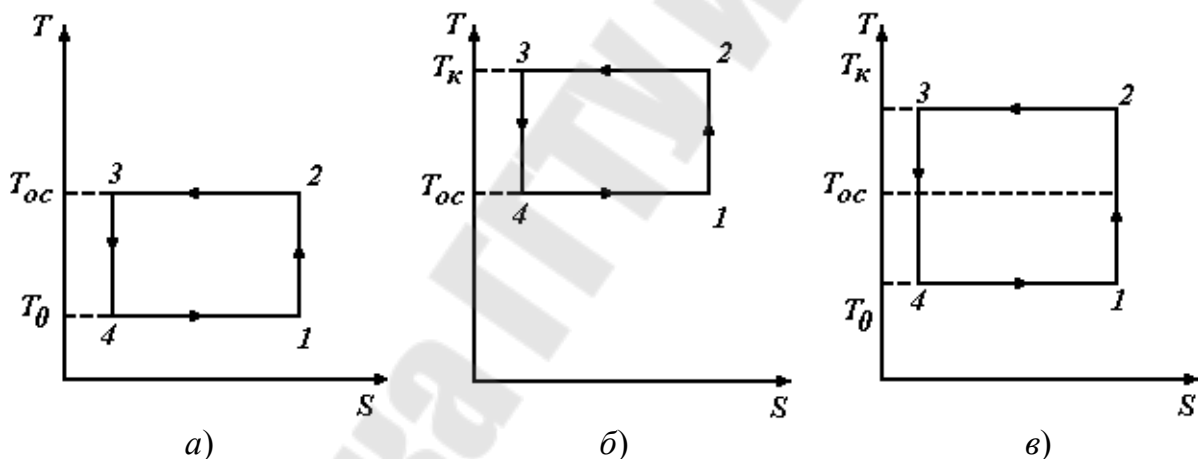


Рис. 6.1 [4], [7], [13], [15]. Обратный обратимый цикл Карно холодильной машины (а), теплового насоса (б) и комбинированной установки (в)

Здесь процесс 1–2 – адиабатное сжатие рабочего тела; 2–3 – изотермический процесс отвода теплоты в окружающую среду; 3–4 – адиабатное расширение рабочего тела; 4–1 – изотермический процесс отвода теплоты от охлаждаемых тел.

В дальнейшем в настоящей главе будут рассматриваться только холодильные установки.

Эффективность работы холодильной установки оценивается холодильным коэффициентом ε и холодопроизводительностью Q_0 . Холодопроизводительностью называется количество теплоты, отводимое от охлаждаемых тел в единицу времени. Размерность Q_0 – Вт (кВт). Кроме

того, широко используется понятие удельной массовой холодопроизводительности $q_0 = T_0 \Delta s$, где Δs – разность энтропий в процессах отвода или подвода теплоты.

Холодильным коэффициентом называется отношение количества теплоты, отводимой от охлаждаемых тел q_0 (удельной массовой холодопроизводительности), к работе, затраченной в цикле l , т. е.

$$\varepsilon = q_0 / l. \quad (6.1)$$

По принципу действия холодильные установки делятся на компрессионные, абсорбционные и струйные (пароэжекторные). Компрессионные установки, в свою очередь, делятся на паро- (или газо-) жидкостные (парокомпрессионные) и газовые. В парокомпрессионных установках сжатие рабочего тела осуществляется при температурах ниже критической, в газовых – при температурах выше критической.

В абсорбционных установках сжатие рабочего тела осуществляется в результате последовательно проводимых процессов поглощения рабочего тела сорбентом (сопровождается отводом теплоты) и дальнейшего выделения рабочего тела с помощью подвода теплоты (десорбция).

Струйные (пароэжекторные) установки основаны на использовании кинетической энергии потока рабочего тела для повышения его давления. Струя рабочего тела (пара или газа), выходящая с большой скоростью из сопла, эжектирует сжимаемый поток (всасывание), затем происходит сжатие смеси в диффузоре.

Наибольшее распространение получили парокомпрессионные холодильные установки.

Вещества, применяемые в холодильных установках в качестве рабочих тел, называются хладагентами, и они должны удовлетворять некоторым определенным требованиям.

Хладагенты должны быть безвредными для здоровья человека и обладать определенными физическими и термодинамическими свойствами. При нормальном атмосферном давлении хладагент должен иметь достаточно низкую температуру кипения, чтобы при работе холодильной машины не было разрежения в испарителе.

Конденсация хладагента не должна происходить при высоких давлениях, т. к. это приводит к повышению прочностных характеристик компрессора и конденсатора, что увеличивает габаритно-весовые показатели установки и повышает ее стоимость.

При выборе хладагента большое значение имеет удельная объемная холодопроизводительность, от которой зависят размеры ком-

прессора. При одинаковой общей холодопроизводительности машины объем цилиндров компрессора будет тем меньше, чем больше удельная объемная холодопроизводительность хладагента.

Критическая температура хладагента должна быть как можно выше и в первую очередь выше температуры охлаждающей воды или воздуха в конденсаторе холодильной машины. Чем выше критическая температура хладагента, тем меньше пара образуется при его дросселировании.

Для предотвращения замерзания хладагента в испарителе его температура замерзания должна быть как можно ниже [13].

Для уменьшения потерь давления хладагента в трубопроводах и клапанах он должен обладать малой плотностью, а для обеспечения высоких теплопередающих свойств хладагента он должен иметь высокие значения коэффициентов теплопроводности и теплоотдачи. От этого в значительной степени зависит эффективность работы теплообменных аппаратов.

Кроме того, хладагенты не должны быть горючими, взрывопожароопасными; должны обладать химической стойкостью и инертностью по отношению к металлам и смазочным маслам, хорошо растворять воду и иметь невысокую стоимость [13].

В качестве хладагентов в основном применяют аммиак NH_3 и фреоны, которые в значительной степени удовлетворяют вышеперечисленным требованиям. Фреоны представляют собой фторхлорпроизводные предельных углеводородов: фреон-12 (R12) – дифтордихлорметан; фреон-13 (R13) – трифтормонохлорметан; фреон-22 (R22) – дифтормонохлорметан; фреон-142 (R142) – дифтормонохлорэтан и др. Наиболее широко в холодильных машинах до последнего времени применялись R12 и R22.

Проблема регулирования производства и потребления озоноразрушающих хлорфторуглеводородов (ХФУ) и гидрохлорфторуглеводородов (ГХФУ) в международном масштабе была поднята Венской конвенцией по защите озонового слоя в 1985 г. Дальнейшим важным шагом в решении этой проблемы стало подписание всеми индустриальными странами Монреальского протокола в 1987 г., ограничивающего применение и производство озоноразрушающих хладагентов.

Для замены R12 с начала 90-х гг. основными мировыми производителями химической продукции были разработаны и выпускаются однокомпонентный озонобезопасный хладагент R134a и альтернатив-

ные сервисные (переходные) смеси (R401A и др.). Для замены R502 и R22 созданы сервисные смеси, относящиеся к группе ГХФУ (R402A и др.), и озонобезопасные смеси группы ГФУ (R407C, R410A и др.). Однако ни один из известных или недавно синтезированных индивидуальных хладагентов не обладает к настоящему времени в полной мере комплексом свойств, которые присущи запрещенным хладагентам.

Принятые в Киото (Япония) в 1997 г. решения Конвенции о сокращении эмиссии парниковых газов еще более осложнили выбор долгосрочной альтернативы R22.

Альтернативные зеотропные сервисные смеси среднего МР (middle pressure) и высокого НР (high pressure) давлений и смесевых хладагентов группы ГФУ имеют ряд особенностей, которые необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации холодильного оборудования. Это наличие температурного «глайда» (разность температур фазового перехода при постоянном давлении); изменение состава смеси в случае утечки одного из компонентов. В частности, при медленной утечке хладагента более летучие компоненты вскипают и вытекают в первую очередь, а менее летучие остаются, что может изменить свойства хладагента первоначального состава. Еще одна проблема – несмешиваемость ряда хладагентов с минеральными маслами, которая приводит к необходимости замены их на полиэфирные дорогостоящие гигроскопичные масла.

Некоторые перспективы применения в энергетике, холодильной технике, химической промышленности благодаря своим физическим, термодинамическим и токсикологическим свойствам имеют углеводороды. Углеводороды доступны и сравнительно дешевы, не имеют монополистов-производителей, озонобезопасны, обладают нулевым или близким к нулю потенциалом глобального потепления, нетоксичны и не образуют фосгена. Преимущество углеводородов – их совместимость с производимыми в СНГ минеральными маслами и традиционно используемыми в отечественной технике материалами. Углеводороды не боятся влаги, не создают потенциальной опасности коррозии. Уважение вызывают термодинамические и теплообменные характеристики углеводородов, особенно при фазовых переходах. Для углеводородов характерны большая в сравнении с фреонами текучесть и соответственно до 40–50 % меньшее падение давления в трубопроводах и клапанах системы. Применение углеводородов способствует снижению потерь давления на трение [26]. Сравнение термодинамических свойств углеводородов и некоторых фторпроизводных приведено в табл. 1.5 [30] (табл. 6.1).

Таблица 6.1

**Сравнение термодинамических характеристик углеводородов
и фторуглеводородов [30]**

Вещество	Название	M , кг/моль	$t_{кр}$, °C	$p_{кр}$, бар	$t_{н.к.}$, °C	$r_{н.к.}$, кДж/кг
R12	Дифтордихлорметан	120,91	112,0	41,1	-29,8	165,4
RC270	Циклопропан	42,08	125,15	55,8	-32,7	475,2
R134a	Тетрафторэтан	120,0	101,2	40,7	-26,5	216,8
R600a	Изобутан	58,12	134,7	36,31	-11,94	366,2
R290	Пропан	44,10	96,7	42,48	-42,38	425,6
R22	Дифторхлорметан	86,48	96,13	49,86	-40,82	233,7

Углеводороды пожаро- и взрывоопасны. Например, пожароопасность углеводородов не сопоставима даже с аммиаком и фреоном R152a. Поэтому при использовании углеводородов должно строго выполняться обязательное условие – при внезапной эмиссии концентрация их в помещении не должна превышать нижнего предела горючести. По стандартам Британии (BS 4434), Германии (DIN 7003), США (ASHRAE 15) требования еще более жесткие – концентрация не должна превышать 20–25 % нижнего предела горючести [26], [27], [29]. Противопожарные меры для всех элементов оборудования обязательны, и это увеличивает стоимость системы: применение углеводородов связано с необходимостью реконструкции технологических линий, с использованием электрооборудования во взрывоопасном исполнении (табл. 6.2).

Характеристика хладагентов

Рассмотренные выше хладагенты имеют температуру кипения при нормальных условиях ниже 0 °C (табл. 4.1). Даже при нормальных условиях эти вещества кипят при достаточно низких температурах [13] (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Термодинамические характеристики хладагентов

Агент	Химическая формула	Температура кипения при нормальных условиях, °C	Критическая температура, °C	Критическое давление, МПа	Температура затвердевания, °C	Давление насыщения при 30 °C, МПа	Давление насыщения при -15 °C, МПа
Аммиак (R717)	NH ₃	-33,4	132,4	11,3	-77,7	1,165	0,236
Фреон-12 (R12)	CF ₂ C ₁₂	-29,8	112	4,11	-155	0,744	0,183
Фреон-22 (R22)	CHF ₂ Cl	-40,8	96	4,94	-160	1,19	0,297

Как видно из таблицы температуру кипения хладагента можно понижать без разрежения в испарителе или в системе охлаждения для аммиака до $-30,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, а для фреона – 12 и 22 соответственно до $-29,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $-40,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. При температуре конденсации $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ рассматриваемые хладагенты имеют сравнительно низкие рабочие давления.

Наиболее вредным из рассматриваемых хладагентов является аммиак. Он обладает резким запахом, действует раздражающе на слизистую оболочку глаз и верхних дыхательных путей.

Аммиак в пожарном отношении наиболее опасен. При концентрации аммиака в воздухе от 16,5 до 26,8 % по объему воздушно-аммиачные смеси взрываются при соприкосновении с открытым пламенем. При большем содержании аммиака в воздухе он горит. На черные металлы аммиак не действует, но с цинком, медью и ее сплавами, за исключением фосфористой бронзы, в присутствии влаги вступает в реакцию. Поэтому цинк, медь и ее сплавы не применяются для деталей аммиачных машин и установок. Аммиак хорошо растворяет воду, не вступает в химическую реакцию со смазочными маслами.

Фреоны в небольших количествах безвредны для человека, они не имеют запаха, но при концентрациях более 30 % по объему они могут вызвать удушье из-за недостатка в воздухе кислорода. При воздействии на фреоны высоких температур (для фреона-12 выше $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, а для фреона-22 выше $550\text{ }^{\circ}\text{C}$) происходит разложение их с образованием хлористого и фтористого водорода, а также небольшого количества фосгена.

Фреон-12 и 22 не взрываются и не пожароопасны. При отсутствии влаги в области применяемых в холодильной технике температур на металлы не действуют.

Фреон-12 обладает хорошей взаиморастворимостью с маслом, что имеет большое значение при смазке фреоновых машин. Фреон-22 растворяется в масле частично.

Фреоны плохо растворяют воду, поэтому перед заполнением фреоновых машин хладагентом их следует тщательно просушивать, а в схеме фреоновой холодильной машины необходимо предусматривать установку влагопоглощающих фильтров.

Хладагент R134a

Химическая формула CF_3CFH_2 (тетрафтор-этан). Молекула R134a имеет меньшие размеры, чем молекула R12, что делает более значительной опасность утечек. Относится к группе ГФУ (HFC). По-

тенциал разрушения озона $ODP = 0$, потенциал глобального потепления $GWP = 1300$.

Хладагент R134a нетоксичен и не воспламеняется во всем диапазоне температур эксплуатации. Однако при попадании воздуха в систему и сжатии могут образовываться горючие смеси. Не следует смешивать R134a с R12, т. к. образуется азеотропная смесь высокого давления с массовыми долями компонентов 50 и 50 %. Давление насыщенного пара этого хладагента несколько выше, чем у R12 (соответственно 1,16 и 1,08 МПа при 45 °С). Пар R134a разлагается под влиянием пламени с образованием отравляющих и раздражающих соединений, таких, как фторводород.

По классификации ASHRAE этот продукт относится к классу A1. В среднетемпературном оборудовании (температура кипения -7 °С и выше) R134a имеет эксплуатационные характеристики, близкие к R12.

Для R134a характерны небольшая температура нагнетания (она в среднем на 8–10 °С ниже, чем для R12) и невысокие значения давления насыщенных паров.

В холодильных установках, работающих при температурах кипения ниже -15 °С, энергетические показатели R134a хуже, чем у R12 (на 6 % меньше удельная объемная холодопроизводительность при -18 °С), и холодильный коэффициент (табл. 6.3).

Таблица 6.3

Основные физические свойства R134a в сравнении с R12

Параметр	R12	R134a
Нормальная температура кипения (при $p_0 = 0,1$ МПа), °С	-29,8	-26,5
Температура замерзания, °С	-158	-101,1
Критическая температура, °С	122	101,15
Критическое давление, МПа	4,11	4,06
Давление всасывания при -15 °С, МПа	0,182	0,164
Растворимость в масле	не ограничена	
Растворимость воды в контуре (при 15,5 °С), %	0,005	0,015
Потенциал разрушения озона (ODP)	1	0

В таких установках целесообразно применять хладагенты с более низкой нормальной температурой кипения либо компрессор с увеличенным часовым объемом, описываемым поршнями.

В среднетемпературных холодильных установках и системах кондиционирования воздуха холодильный коэффициент R134a равен коэффициенту для R12 или выше его.

В высокотемпературных холодильных установках удельная объемная холодопроизводительность при работе на R134a также несколько выше (на 6 % при $t_0 \sim 0$ °C), чем у R12.

Для работы с хладагентом R134a рекомендуются только полиэфирные холодильные масла, которые характеризуются повышенной гигроскопичностью.

R134a широко используют во всем мире в качестве основной замены R12 для холодильного оборудования, работающего в среднетемпературном диапазоне. Его применяют в автомобильных кондиционерах, бытовых холодильниках, торговом холодильном среднетемпературном оборудовании, промышленных установках, системах кондиционирования воздуха в зданиях и промышленных помещениях, а также на холодильном транспорте.

Анализ зарубежных публикаций и результаты исследований отечественных специалистов свидетельствуют о том, что замена R12 на R134a, имеющий высокий потенциал глобального потепления GWP, в холодильных компрессорах сопряжена с решением ряда технических задач, основные из которых:

- улучшение объемных и энергетических характеристик герметичных компрессоров;
- увеличение химической стойкости эмаль-проводов электродвигателя герметичного компрессора;
- повышение влагопоглощающей способности фильтров-осушителей из-за высокой гигроскопичности системы R134a – синтетическое масло.

Все это должно привести к значительному увеличению стоимости холодильного оборудования. Вместе с тем в водоохладительных установках с винтовыми и центробежными компрессорами применение R134a имеет определенные перспективы.

Хладагент R407C

Торговая марка SUVA® 9000. В качестве альтернативы хладагенту R22 фирма Du Pont для использования в системах кондиционирования воздуха разработала хладагент R407C, у которого значения давлений кипения и конденсации близки соответствующим значениям для R22.

Хладагент R407C – азеотропная смесь R32/R125/R134a (массовые доли компонентов соответственно 23/25/52 %). Вначале был создан хладагент следующего состава: 30/10/60 %. Позднее с целью уменьшения пожароопасности массовые доли компонентов были изменены: 23/25/52 % (R407C); 20/40/40 % (R407A); 10/70/20 % (R407B); 10/45/45 % (FX40).

Основное преимущество заключается в том, что при переходе с R22 на R407C не требуется значительного изменения холодильной системы. В настоящее время R407C рассматривают как оптимальную альтернативу R22 по холодопроизводительности и давлению насыщенных паров.

На рынке хладагентов R407C широко представлен, и покупают его в тех случаях, когда необходимо либо заменить R22 в действующем оборудовании (при незначительных изменениях), либо подобрать хладагент вместо R22 для нового оборудования.

Вместе с тем большинство компаний озабочены большим температурным глайдом 5–7 К, характерным для R407C, поэтому массовые доли компонентов предлагаемых смесей варьируют в широких пределах. Данный недостаток значительно затрудняет обслуживание холодильных систем. Так, в системах с несколькими испарителями возможно нарушение исходной концентрации рабочего вещества, заправленного в систему. Аналогичные трудности возникают и в холодильных системах с затопленным испарителем.

При использовании R407C не требуется вносить существенные изменения в конструкцию холодильной установки – приходится лишь заменить холодильное масло на полиэфирное, а также эластомеры, адсорбенты фильтров-осушителей и предохранительные клапаны. Совместимые с R407C полиэфирные масла чрезвычайно гигроскопичны. Это предъявляет жесткие требования к технологии сборки холодильной машины. Кроме того, для R407C характерны очень низкие (на 25–30 % ниже, чем для R22) значения коэффициента теплопередачи, поэтому теплообменные аппараты холодильных систем, работающих на R407C, оказываются более металлоемкими.

Утечки из холодильной системы будут приводить к изменению состава хладагента и его растворимости в холодильном масле, что отразится на энергетической эффективности и условиях теплообмена в испарителе и конденсаторе. Изменение состава хладагента в процессе эксплуатации затруднит регулирование и усложнит процедуру дозаправки. Отсутствие контроля за концентрацией масла в испарителе

может отразиться на эффективности протекающих в нем процессов теплообмена. Так, присутствие в рабочем веществе 0,2 % полиэфирного масла снижает коэффициент теплопередачи R407C на 2 %. При содержании 2 % масла в хладагенте коэффициент теплопередачи уменьшается на 14 %.

Характеристики R407C в сравнении с R22 представлены в табл. 6.4.

Важно, что R407C не предназначен для работы в смеси с другими хладагентами. Добавление R407C к любому другому хладагенту может вызвать существенные изменения в показателях эффективности работы холодильной системы.

Перед проведением операций по замене смеси традиционный хладагент + минеральное масло на смесь R407C + полиэфирное масло обращают внимание на химическую совместимость последней с пластиками и эластомерами. Как показали исследования, не существует ни одной группы эластомеров или пластиков, которая бы подходила ко всем альтернативным хладагентам. Рекомендуется перед заменой хладагента и внесением конструктивных изменений в холодильную систему по отношению к таким ее элементам, как прокладки, уплотнения и поршневые кольца, проконсультироваться с производителем оборудования.

Таблица 6.4

Основные физические свойства и эксплуатационные характеристики R407C в сравнении с R22

Показатель	R407C	R22
Средняя температура кипения при атмосферном давлении, °C	-43,56	-40,80
Давление насыщенной жидкости при 25 °C	1174	1043
Плотность жидкости при 25 °C, кг/м ³	41,98	44,21
Потенциал разрушения озона ODP	0	0,05
Относительная холодопроизводительность Q_0_{R407C}/Q_0_{R22}	1,00	1,00
Потенциал глобального потепления GWP	1600	1700
Холодильный коэффициент	6,27	6,43

Примечания: 1. Температура кипения 7,2 °C, температура конденсации 43,3 °C, температура перегрева на всасывании в компрессор 15,5 °C, температура переохлаждения перед регулирующим вентилем 40,6 °C.

2. Q_0_{R407C}/Q_0_{R22} – холодопроизводительность при работе соответственно на R407C и R22.

Как видно из табл. 6.4, по сравнению с R22 хладагент R407C оказывает значительно менее вредное воздействие на окружающую среду (значение потенциала глобального потепления GWP у R407 почти такое же, как и у R22, потенциал разрушения озона ODP равен нулю).

При более низкой температуре нагнетания и немного более высоким давлении нагнетания энергетическая эффективность R407C близка к энергетической эффективности R22.

Хладагент R410A

Торговая марка SUVA® 9100. Представляет собой двойную азеотропную смесь гидрофторуглеродов R32 и R125 при равных массовых долях компонентов (50 и 50 %). Потенциал разрушения озона ODP = 0. Потенциал глобального потепления HGWP = 0,45. Он служит хладагентом, альтернативным R22, и предназначен для заправки новых систем кондиционирования воздуха высокого давления. Удельная холодопроизводительность R410A примерно на 50 % больше, чем у R22 (при температуре конденсации 54 °С), а рабочее давление в цикле на 35–45 % выше, чем у R22, что приводит к необходимости внесения конструктивных изменений в компрессор и теплообменники, а следовательно, к возрастанию капитальных затрат. Поскольку плотность R410A выше, чем R22, компрессоры, коммуникационные линии и теплообменники должны иметь меньшие размеры.

В холодильных системах, работающих на R410A, рекомендуется использовать полиэфирные масла.

Изобутан – один из первых углеводородов, использовавшихся в бытовых холодильниках. Критическая температура изобутана сопоставима с критической температурой аммиака. Однако в цикле с изобутаном давления при высоких температурах более низкие даже в сравнении с R12 и R134a. Теплота парообразования изобутана в 2 раза превышает аналогичный показатель для R12. Этан, в принципе, может заменить фреон R13, но имеет более высокие давления ($p_{кр} = 3,8$ МПа у R13). Альтернативой изобутану служит циклопропан. Объемная холодопроизводительность циклопропана выше, чем у R12. Этот хладагент перспективен для низкотемпературных холодильных систем.

Пропан по критической температуре близок к фреону R22, но в 2 раза легче и имеет в 1,8 раза большую теплоту парообразования, не токсичен и инертен к металлам, является диэлектриком. Пропан интересен с позиций применения как в коммерческих холодильных агре-

гатах и промышленных холодильных установках (с термодинамической точки зрения пропан является отличным кандидатом для замены R22), так и в тепловых насосах. Например, в Швеции начиная с середины 1990-х гг. до наших дней было выпущено около 30 тыс. бытовых тепловых насосов малой производительности на пропане.

6.2. Теоретические циклы и схемы парокompрессионных холодильных машин

Принципиальная схема и цикл в $T-s$ диаграмме парокompрессионной холодильной машины показаны на рис. 6.2.

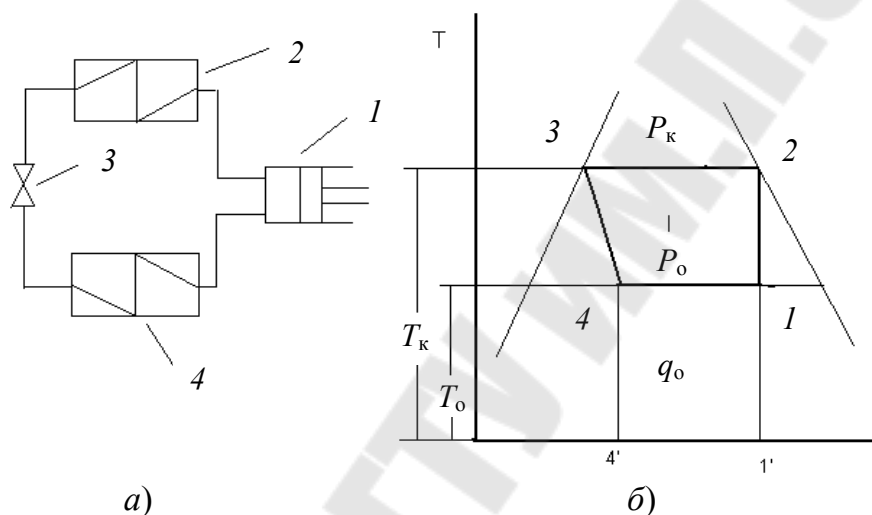


Рис. 6.2. Схема (а) и цикл (б) парокompрессионной холодильной машины: 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – регулирующий вентиль; 4 – испаритель

Компрессор всасывает пары хладагента из испарителя, сжимает их по адиабате $1-2$ и нагнетает в конденсатор. При этом давление повышается от p_0 до p_k , а температура – от T_0 до T_k . В конденсаторе от хладагента отводится теплота конденсации и сжатые пары конденсируются при постоянном давлении и температуре. Здесь: p_0 , T_0 – давление и температура кипения хладагента в испарителе соответственно; p_k , T_k – давление и температура конденсации паров хладагента соответственно. Процесс конденсации на диаграмме показан линией $2-3$ (изобарно – изотермический процесс). Жидкий хладагент из конденсатора направляется через регулирующий вентиль в испаритель. Проходя через регулирующий вентиль (процесс $3-4$), хладагент дросселируется с давления конденсации p_k до давления кипения p_0 ; температура хладагента понижается от температуры конденсации T_k до температуры кипения T_0 . Принимается, что процесс дросселирования осуществ-

ляется при постоянной энтальпии. В испарителе хладагент кипит при постоянном давлении p_0 и температуре T_0 (изобарно-изотермический процесс $4-1$). При кипении хладагента осуществляется отвод теплоты от охлаждаемого объекта. Образующиеся пары в состоянии, характеризуемом точкой 1 , снова всасываются компрессором.

Удельная массовая холодопроизводительность q_0 на диаграмме пропорциональна площади $1-4-4'-1'$, а удельная работа l , затраченная в цикле, – площади $1-2-3-3'-1$. Холодильный коэффициент цикла ε будет

$$\varepsilon = q_0 / l = (\text{пл. } 1-4-4'-1') / (\text{пл. } 1-2-3-3'-1). \quad (6.2)$$

Цикл с переохлаждением жидкого хладагента

Современные парокомпрессионные холодильные установки, как правило, с целью повышения холодильного коэффициента работают с переохлаждением жидкого хладагента после конденсатора. Переохлаждение заключается в том, что после процесса конденсации жидкость переохлаждается при давлении конденсации на несколько градусов ниже температуры, соответствующей давлению насыщенных паров в конденсаторе.

В $T-s$ диаграмме (рис. 6.3) процесс переохлаждения изображается линией $3-3'$. Температура хладагента в точке $3'$ называется температурой переохлаждения и обозначается $t_{\text{п}}$. С этой температурой хладагент поступает на дросселирование. В регулирующем вентиле процесс дросселирования протекает при энтальпии $h_3 = \text{const}$, соответствующей меньшему значению, чем в цикле без переохлаждения.

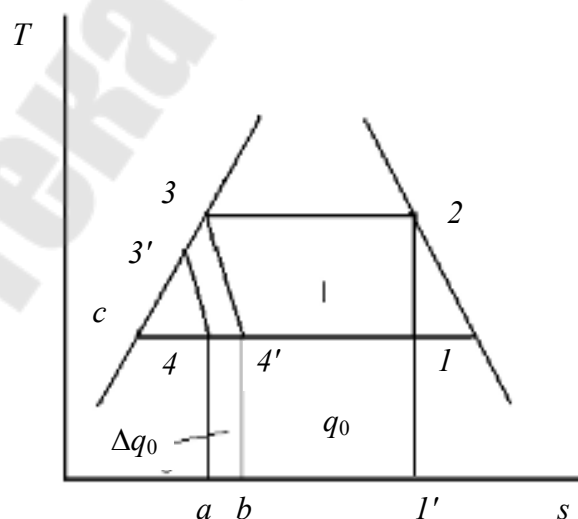


Рис. 6.3. Цикл парокомпрессионной холодильной машины с переохлаждением жидкого хладагента

Благодаря переохлаждению удельная массовая холодопроизводительность q_0 увеличивается на величину Δq_0 , изображенную на диаграмме площадью $4'-4-b-a-4$. Затрачиваемая же в компрессоре работа l остается без изменения и графически изображается той же площадью. Таким образом, переохлаждение жидкого хладагента приводит к увеличению удельной массовой холодопроизводительности и повышению холодильного коэффициента без увеличения затраты работы в компрессоре.

Величина переохлаждения для аммиачных и фреоновых холодильных машин составляет 5–10 °С и достигается это в конденсаторе или в отдельном аппарате – переохладителе (для аммиачных машин), который располагают между конденсатором и регулирующим вентилем.

Во фреоновых холодильных машинах переохлаждение осуществляется в специальных теплообменниках, охлаждающей средой в которых служат пары хладагента, отсасываемые из испарителя [13].

Цикл с перегревом паров хладагента на всасывании

В рассмотренных выше циклах (рис. 6.2 и 6.3) предполагалось, что компрессор всасывает влажный пар, т. е. работает влажным ходом. Такая работа компрессора термодинамически более целесообразна, т. к. при этом цикл ближе к обратному циклу Карно. Однако при влажном ходе компрессора его производительность будет ниже чем при сухом ходе, т. е. когда компрессор всасывает пары хладагента в состоянии насыщения или перегретые относительно температуры насыщения. В этом случае принято говорить, что компрессор работает сухим ходом. Снижение производительности компрессора при влажном ходе объясняется тем, что в теоретическом процессе не учитывается вредное влияние теплообмена между паром хладагента и стенками цилиндра компрессора. В действительном процессе сжатия происходит теплообмен и тепловой поток направлен от пара к стенкам цилиндра. В процессе всасывания тепловой поток имеет противоположное направление – от стенок цилиндра к пару. Это вызывает увеличение его удельного объема и, как следствие, уменьшение массы пара, поступающего в цилиндр компрессора и снижение производительности машины. Кроме того, при влажном ходе в цилиндр компрессора засасываются капли жидкости, что может привести в процессе их сжатия к гидравлическому удару.

Практически все компрессоры холодильных установок работают сухим ходом. В аммиачных холодильных машинах это достигается установкой отделителей жидкости или регулированием подачи хлада-

гента в испаритель. Отделитель жидкости устанавливается в схемах между испарителем и компрессором.

Во фреоновых холодильных машинах сухой ход компрессора обеспечивается в специальных теплообменниках, в которых пар хладагента, идущий на всасывание, перегревается, а жидкость после конденсатора – переохлаждается. Сухой ход компрессора может быть обеспечен также путем регулирования подачи хладагента в испаритель [13]. Цикл с перегревом паров на всасывании представлен на рис. 6.4. Величина перегрева $\Delta t_{\text{пер}} = t_1 - t_1'$ для аммиачных машин составляет 5–15 °С, а для фреоновых – до 25 °С. Однако цикл с перегревом имеет и недостатки: при одинаковых температуре и давлении конденсации температура нагнетаемого пара на выходе из компрессора будет выше в цикле с перегревом, чем в цикле со всасыванием насыщенного пара; в цикле с перегревом в конденсаторе необходимо отвести большее количество теплоты от 1 кг хладагента, чем в цикле со всасыванием насыщенного пара.

Влияние перегрева пара на всасывании на холодопроизводительность машины и холодильный коэффициент зависит от способа и места перегрева пара, а также от того, создает ли полезное охлаждение теплота, подводимая к пару при его перегреве [14].

Перегрев пара может происходить во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого объекта. В этом случае увеличения удельной массовой холодопроизводительности не происходит, т. к. теплота, идущая на перегрев пара, отбирается не от охлаждаемых тел, а подводится из окружающей среды. Перегрев пара во всасывающем трубопроводе обычно неизбежен и в большинстве случаев не приводит к повышению холодопроизводительности.

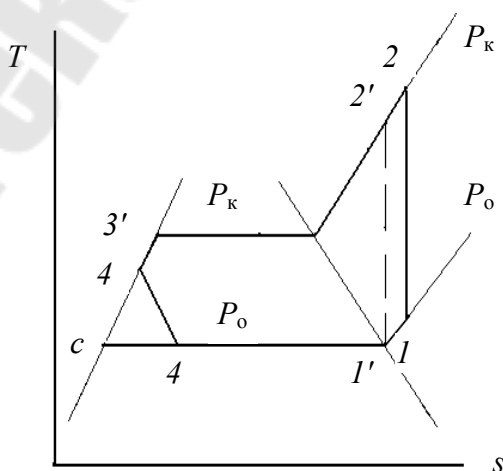


Рис. 6.4. Цикл с перегревом паров хладагента на всасывании в T - s диаграмме

Перегрев пара может происходить также во всасывающем трубопроводе в пределах охлаждаемого объекта или в испарителе, или в том и другом месте сразу. В этом случае теплота, идущая на перегрев пара, отводится от охлаждаемого объекта и происходит увеличение удельной массовой холодопроизводительности на величину, равную количеству поглощенной теплоты при перегреве пара.

Перегрев пара в регенеративном теплообменнике (во фреоновых машинах) не приводит к увеличению удельной массовой холодопроизводительности.

Таким образом, перегрев всасываемого в компрессор пара может происходить в одном из следующих мест или в нескольких одновременно: в испарителе, во всасывающем трубопроводе в пределах охлаждаемого объекта, во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого объекта и в регенеративном теплообменнике.

Теоретическим циклом парокompрессионной холодильной машины является цикл, изображенный на рис. 4.5.

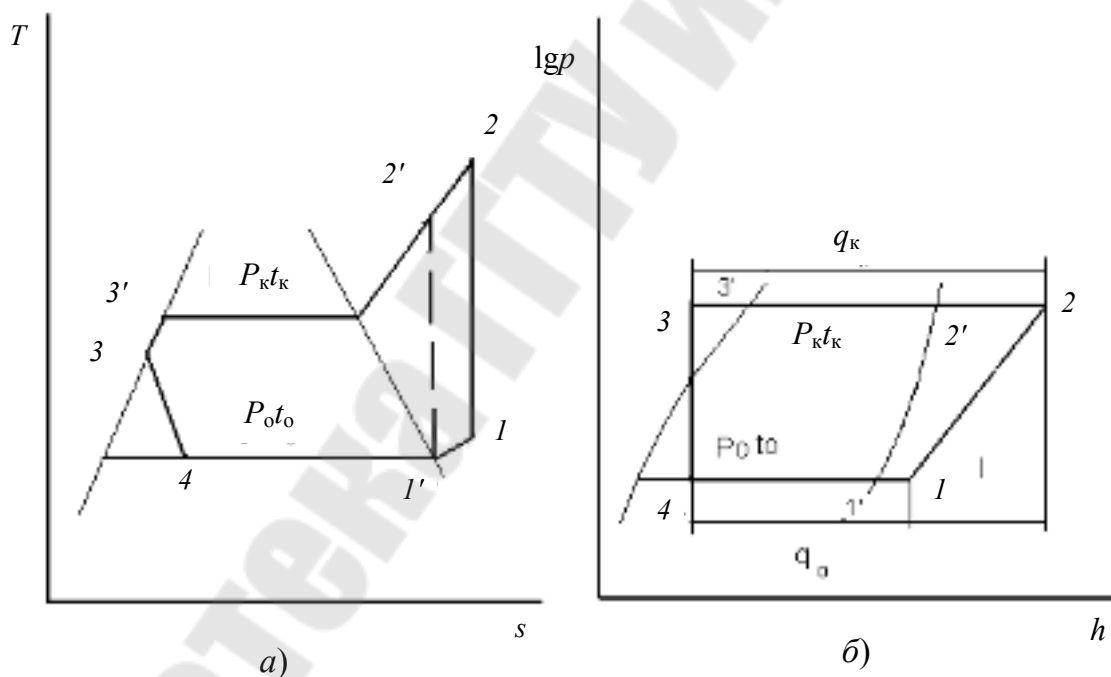


Рис. 6.5. Теоретический цикл парокompрессионной холодильной машины в $T-s$ диаграмме (а) и в $h-lgp$ диаграмме (б)

Процесс сжатия в компрессоре (рис. 4.5, а) протекает по обратимой адиабате $1-2$; процессы в конденсаторе и переохладителе – по изобаре (процесс $2-2'$), где происходит охлаждение и конденсация паров хладагента и переохлаждение образовавшейся жидкости; процесс дросселирования в регулирующем вентиле (линия $2'-1'$) при

$h_{3'} = \text{const}$ и процесс в испарителе – по изобаре (линия $4-1'-1$), в результате которого жидкий хладагент кипит, а образующийся пар перегревается до температуры t_1 перед поступлением в компрессор (точка 1).

В холодильной технике широко применяют при расчете и анализе циклов $h-lgp$ диаграмму, в которой по оси абсцисс откладываются значения энтальпии h , а по оси ординат – логарифмов давления lgp . На рис. 6.4, б изображен цикл парокompрессионной холодильной машины в диаграмме $h-lgp$. Как и в T, s диаграмме цикл состоит из следующих процессов: $1-2$ – процесс обратимого адиабатного сжатия паров хладагента в компрессоре; $3-3'$ – изобарический процесс охлаждения паров до состояния насыщения и их конденсация; $3'-3$ – изобарический процесс переохлаждения образовавшейся жидкости; $3-4$ – дросселирование переохлажденной жидкости в регулирующем вентиле при $h_3 = \text{const}$; $4-1$ – изобарический процесс кипения жидкого хладагента в испарителе и перегрев образующихся паров. Пунктирной линией $1'-2'$ показан процесс адиабатного сжатия в компрессоре при всасывании сухого насыщенного пара.

6.2.1. Расчет теоретического цикла парокompрессионной холодильной машины

При расчете теоретического цикла должны быть заданы или предварительно рассчитаны следующие величины:

- холодопроизводительность Q_0 , кВт;
- температура кипения хладагента t_0 , °С;
- температура конденсации хладагента t_k , °С;
- температура хладагента перед регулирующим вентилем t_n , °С;
- температура паров хладагента при всасывании в компрессор $t_{вс}$, °С.

По значениям температур наносят цикл на диаграмму ($T-s$ или $h-lgp$) и в характерных точках цикла (точки $1, 2$ и т. д.) определяют значения параметров хладагента. Можно использовать также таблицы насыщенных и перегретых паров хладагента.

Удельная массовая холодопроизводительность хладагента q_0 , кДж/кг определяется по формуле

$$q_0 = h_1 - h_4. \quad (6.3)$$

Работа, затраченная на сжатие паров хладагента в компрессоре l_k , кДж/кг:

$$l_k = h_2 - h_1. \quad (6.4)$$

Удельное количество теплоты q_k , отводимое от хладагента в конденсаторе, кДж/кг (с учетом переохлаждения):

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (6.5)$$

При этом должно выполняться условие: $q_k = q_0 + l_k$.

Холодильный коэффициент теоретического цикла:

$$\varepsilon_T = q_0 / l_k. \quad (6.6)$$

Удельная объемная холодопроизводительность паров хладагента q_v , кДж/м³:

$$q_v = q_0 / v_1, \quad (6.7)$$

где v_1 – удельный объем паров, всасываемых в компрессор, м³/кг.

Массовая производительность компрессора m , кг/с:

$$m = Q_0 / q_0. \quad (6.8)$$

Объемная производительность компрессора V_d , м³/с:

$$V_d = mv_1 = Q_0 / q_v. \quad (6.9)$$

Мощность, затрачиваемая в компрессоре на сжатие паров хладагента (теоретическая мощность) N_T , кВт:

$$N_T = ml_k. \quad (6.10)$$

Тепловая мощность конденсатора Q_k , кВт

$$Q_k = mq_k = Q_0 + N_T. \quad (6.11)$$

6.2.2. Схемы и циклы двухступенчатых парокompрессионных холодильных машин

При понижении температуры кипения хладагента или повышении температуры конденсации растут необратимые потери в цикле холодильной машины, связанные с отводом теплоты перегрева и дросселированием. Кроме того, при отношении давлений $(p_k / p_0) \geq 9$ применять одноступенчатое сжатие термодинамически и экономически нецелесообразно, т. к. это приводит к уменьшению коэффициента подачи и кпд компрессора, а, следовательно, к снижению холодопроизводительности машины, к увеличению потребляемой энергии и к повышению температуры хладагента в конце процесса сжатия, что значительно ухудшает условия эксплуатации компрессора.

Поэтому при температурах кипения порядка от -24 до -50 °С применяют холодильные машины двухступенчатого сжатия с одно-

кратным и двукратным дросселированием с неполным и полным промежуточным охлаждением. На рис. 6.6 и 6.7 показаны принципиальные схемы и циклы таких холодильных машин.

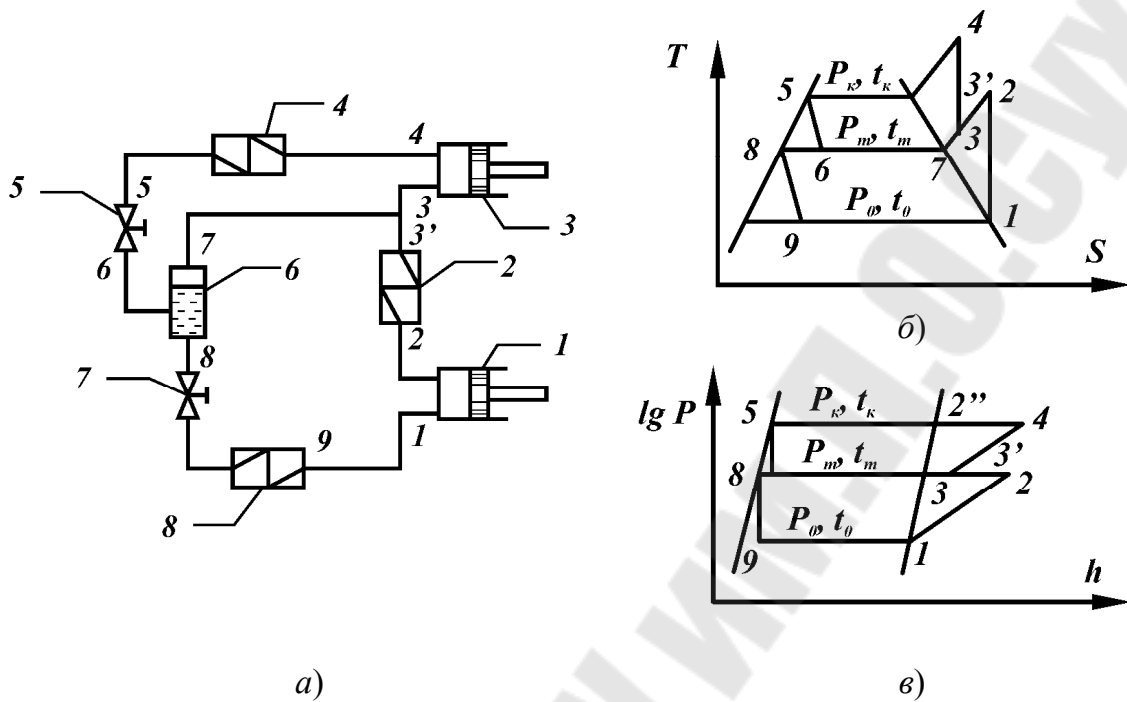


Рис. 6.6 [13], [15]. Схема (а) и цикл (б, в) двухступенчатой холодильной машины с неполным промежуточным охлаждением

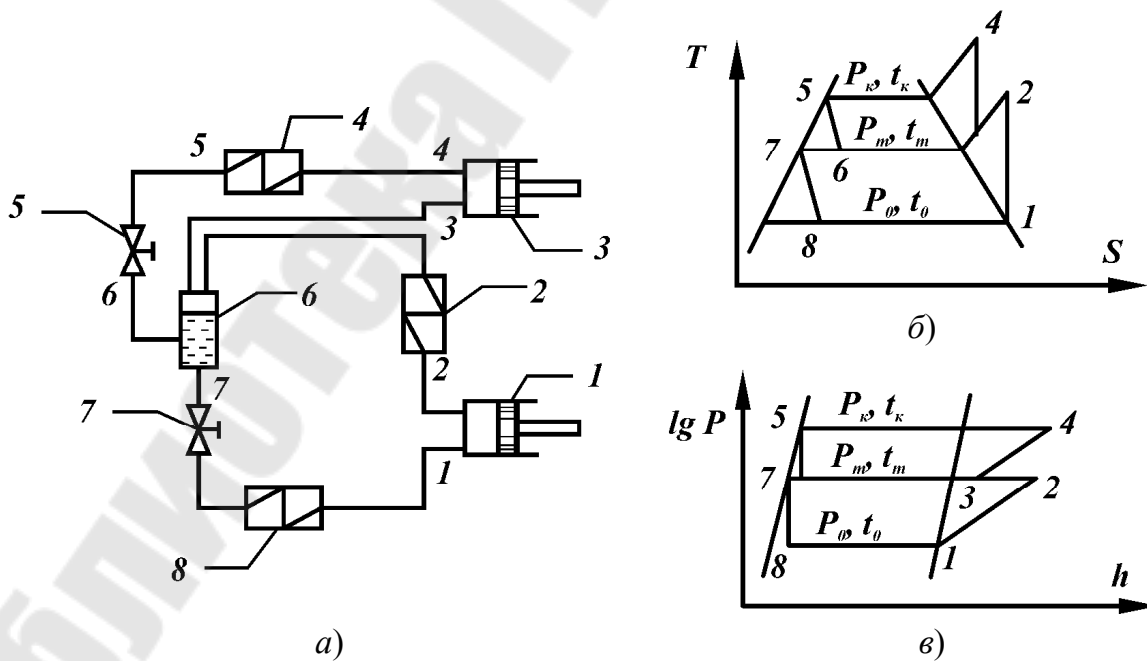


Рис. 6.7 [13], [15]. Схема (а) и цикл (б, в) двухступенчатой холодильной машины с полным промежуточным охлаждением

Схема установки с неполным промежуточным охлаждением состоит из ступени низкого давления 1, промежуточного холодильника 2, ступени высокого давления 3, конденсатора 4, первого дроссельного вентиля 5, промежуточного сосуда 6, второго дроссельного вентиля 7 и испарителя 8. Пар, образующийся в испарителе, адиабатно сжимается в ступени низкого давления (процесс 1–2), а затем после охлаждения в промежуточном холодильнике в состоянии 3' смешивается с паром из промежуточного сосуда в состоянии 7. В результате образуется пар в состоянии, характеризуемом точкой 3. Этот пар поступает в ступень высокого давления, адиабатно сжимается и в состоянии 4 направляется в конденсатор. После охлаждения и конденсации паров хладагента (процесс 4–5) жидкий хладагент поступает к дроссельному вентилю, дросселируется (процесс 5–6) и образовавшаяся парожидкостная смесь поступает в промежуточный сосуд, где происходит разделение ее на жидкость (точка 8) и сухой насыщенный пар (точка 7). Из промежуточного сосуда жидкость дросселируется во втором дроссельном вентиле и в состоянии 9 направляется в испаритель. В холодильной машине, работающей по такой схеме, пар в ступень высокого давления поступает перегретым и машина работает с неполным промежуточным охлаждением.

В двухступенчатой холодильной машине, работающей с полным промежуточным охлаждением, пар хладагента поступает в ступень высокого давления в состоянии сухого насыщенного или близкого к нему.

Перегрев достигается в промежуточном сосуде за счет выкипания некоторого количества жидкости в нем и барботажа пара через слой жидкости или пропуска пара через змеевик в промежуточном сосуде (при установке змеевикового промежуточного сосуда марки ПС₃).

6.2.3. Расчет теоретического цикла двухступенчатой парокompрессионной холодильной машины

Для расчета задаются или принимаются на основании предварительных расчетов температуры внешних источников, по которым определяют температуры кипения, конденсации, температуру хладагента перед регулирующим вентилем, температуру паров хладагента при всасывании в компрессор и необходимая холодопроизводительность Q_0 (тепловая мощность испарителя). Если машина работает без промежуточного испарителя, то промежуточное давление p_m определяется по формуле

$$p_m = \sqrt{p_k p_0}, \quad (6.12)$$

где p_k, p_0 – давление конденсации и кипения соответственно, МПа, определяемые по температурам конденсации и кипения.

По температурам и давлениям строят цикл в $T-s$ или в $h-lgp$ диаграмме. Если машина работает по циклу с неполным промежуточным охлаждением (рис. 4.6), то температуру $3'$ можно принять равной температуре конденсации и если $t_2 < t_{oc}$, то промежуточный холодильник не устанавливают.

Массовый расход хладагента, проходящего через испаритель G_0 , кг/с:

$$G_0 = Q_0 / q_0 = Q_0 / (h_1 - h_9) = Q_0 / (h_1 - h_8). \quad (6.13)$$

Массовый расход хладагента, проходящего через конденсатор G_k , кг/с:

$$G_k = G_0 / (1 - x), \quad (6.14)$$

где $(1 - x)$ – относительное количество жидкости (состояние δ), образовавшееся после первого дросселирования.

Энтальпия паров хладагента на всасывании в компрессор второй ступени h_3 , кДж/кг:

$$h_3 = (1 - x)h_3 - xh_7, \quad (6.15)$$

где x – относительное количество пара, образовавшееся после первого дросселирования (состояние ζ).

По найденным значениям Q_0 и Q_k определяются объемные расходы пара, поступающего в первую и вторую ступени компрессора:

$$V_{1ст} = G_0 v_1; \quad (6.16)$$

$$V_{2ст} = G_k v_3, \quad (6.17)$$

где v_1 и v_3 – удельные объемы пара при поступлении его в ступень низкого и высокого давления соответственно, м³/кг. Они определяются из диаграммы состояния.

Теоретические (изоэнтропные) мощности ступеней $N_{1ст}, N_{2ст}$:

$$N_{1ст} = G_0 (h_2 - h_1); \quad (6.18)$$

$$N_{2ст} = G_k (h_4 - h_3). \quad (6.19)$$

Холодильный коэффициент теоретического цикла двухступенчатой машины:

$$\varepsilon = Q_0 / (N_{1\text{ст}} + N_{2\text{ст}}). \quad (6.20)$$

При работе машины с полным промежуточным охлаждением цикл в диаграмме строится также по температурам кипения, конденсации и по промежуточному давлению. Пар в ступень высокого давления поступает в состоянии сухого насыщения, поэтому положение точки 3 на диаграмме определяется достаточно просто – как пересечение промежуточной изобары с правой пограничной кривой.

Массовый расход хладагента через испаритель G_0 , кг/с:

$$G_0 = Q_0 / (h_1 - h_8). \quad (6.21)$$

Массовый расход хладагента, выкипающего в промежуточном сосуде $G_{\text{пр}}$, кг/с:

$$G_{\text{пр}} = Q_0 (h_3' - h_3) / (h_3 - h_7). \quad (6.22)$$

Массовый расход хладагента $G_{\text{к}}$, кг/с, проходящего через конденсатор, определяется из материального баланса промежуточного сосуда:

$$\begin{aligned} G_{\text{к}} &= G_{\text{к}}x + G_0 + G_{\text{пр}}; \\ G_{\text{к}} &= (G_0 + G_{\text{пр}}) / (1 - x). \end{aligned} \quad (6.23)$$

Действительный холодильный коэффициент цикла $\varepsilon_{\text{д}}$ двухступенчатой холодильной машины

$$\varepsilon_{\text{д}} = Q_0 / [(N_{1\text{ст}} / \eta_{1\text{ст}}) + (N_{2\text{ст}} / \eta_{2\text{ст}})]. \quad (6.24)$$

6.2.4. Основное оборудование парокомпрессионных холодильных машин

К основному оборудованию ПКХМ относятся: компрессоры, конденсаторы и испарители.

Компрессоры. В холодильной технике применяют в основном три типа компрессоров: поршневые, ротационные, винтовые и турбокомпрессоры. В поршневом компрессоре процесс сжатия паров хладагента осуществляется вследствие периодического уменьшения надпоршневого объема, в который поступает очередная порция рабочего тела. В ротационных компрессорах сжатие паров хладагента происходит посредством сжимающего элемента, которым является вращающийся ротор с пластинами (в пластинчатом ротационном компрессоре) или катящийся поршень (ротор) – в ротационном

компрессоре с катящимся поршнем. В турбокомпрессоре сжатие пара происходит в результате передачи энергии потоку рабочего тела при обтекании им лопаток рабочего колеса компрессора.

Наибольшее распространение получили *поршневые компрессоры*, которые применяются во всех областях холодильной техники. Они работают на хладагентах, требующих относительно небольшого объема цилиндров и конденсирующихся при высоких давлениях (R12, R22, R502, R717) [14].

Поршневые компрессоры выпускаются с диапазоном потребляемой мощности от 90Вт (в бытовых агрегатах) до 1000 кВт и более в больших промышленных установках.

По особенностям конструкции поршневые компрессоры делятся на крейцкопфные, в которых движение от ползуна (крейцкопфа) к поршню передается через шток и бескрейцкопфные, в которых движение от коленчатого вала к поршню передается через шатун [15]; на прямоточные, в которых пар в течение всего процесса работы компрессора не меняет своего направления и непрямоточные с меняющимся направлением движения пара; на блоккартерные и с отдельными блочными или индивидуальными цилиндрами; на одноцилиндровые, двухцилиндровые и многоцилиндровые; по расположению цилиндров – на вертикальные, горизонтальные, V-, W- и VV-образные; на компрессоры одинарного действия, в которых сжатие пара происходит одной стороной поршня и двойного действия, в которых пар сжимается обеими сторонами поршня; компрессоры одноступенчатого сжатия и многоступенчатые и т. д.

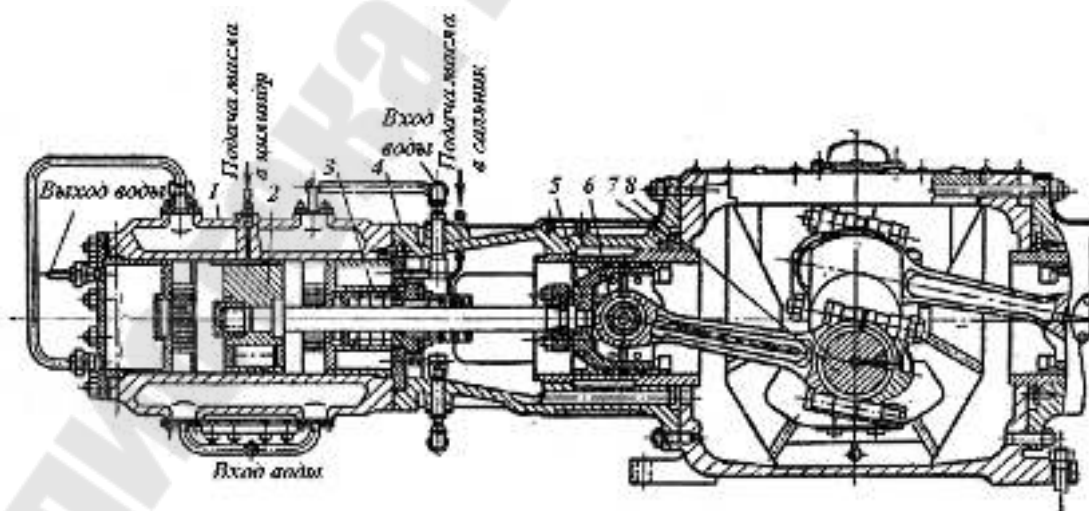


Рис. 6.8 [15]. Горизонтальный аммиачный крейцкопфный оппозитный компрессор АО600: 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – сальниковое уплотнение штока; 4 – направляющие крейцкопфов; 5 – крейцкопф; 6 – шатун; 7 – рама; 8 – коленчатый вал

На рис. 6.8 показан горизонтальный крейцкопфный оппозитный (со встречным движением поршней) двухцилиндровый компрессор АО600 холодопроизводительностью при стандартных условиях 670 кВт для работы на аммиаке. Частота вращения вала – 500 об/мин. Это компрессор двойного действия, непрямочный. Все части компрессора смонтированы на литой чугунной раме 7, которая опирается на фундамент и крепится к нему болтами. В поперечных стойках рамы помещены вкладыши подшипников, в продольных – фланцы с центрирующими расточками. К фланцам прикреплены направляющие 4 крейцкопфов 5. Уплотнение вала размещено в крышке рамы со стороны электродвигателя.

Коленчатый вал 8 стальной, кованый, из двух колен, трехпорный; на щеках вала укреплены противовесы. Вал фиксируется по двум передним подшипникам. Шатун 6 стальной штампованный; кривошипная головка одноразъемная, крейцкопфная – неразъемная. Крейцкопф объединен со штоком поршня 2 посредством разрезного кольца, фланца и четырех закладных болтов.

Направляющая крейцкопфа со сменной чугунной гильзой крепится к раме шпильками.

Цилиндр 1 литой, чугунный, с радиальным расположением клапанных гнезд; нагнетательная часть цилиндра охлаждается водой.

Сальниковое уплотнение штока 3 состоит из собственно сальника, предсальника и маслоъемника.

Система смазки механизма движения циркуляционная, состоит из агрегата смазки и маслопроводов. В агрегат смазки входят масло-сборник, маслоохладитель, шестеренчатый масляный насос с электродвигателем и фильтр тонкой очистки. Маслоохладитель охлаждается водой. Масло для смазки цилиндров и сальников поступает от лубрикатора.

Бескрейцкопфные компрессоры, наиболее распространенные в настоящее время, отличаются простотой устройства и компактностью. Существенным недостатком таких компрессоров является большой унос масла из картера и загрязнение им теплообменной аппаратуры.

Более высокая частота вращения вала по сравнению с крейцкопфными компрессорами позволяют снизить металлоемкость бескрейцкопфных компрессоров. Удельная холодопроизводительность их выше чем у крейцкопфных. Число цилиндров у бескрейцкопфных компрессоров составляет от одного до шестнадцати. Одно- и двух ци-

линдровые – вертикальные, а в компрессорах с большим числом цилиндров применяют различные схемы расположения цилиндров.

Наиболее распространены бескрейцкопфные компрессоры, у которых цилиндры объединены с картером, – блок-картерные. Они имеют меньшие габариты, большую герметичность и более высокие жесткость и прочность конструкции без увеличения толщины стенок цилиндров. Цилиндры выполняются с воздушным или водяным охлаждением.

Бескрейцкопфные компрессоры выполняются как прямооточными, так и непрямоточными. В прямооточном компрессоре всасывающий клапан расположен на днище поршня, а в непрямоточном – всасывающие и нагнетательные клапаны расположены в верхней части цилиндра – в клапанной доске.

Ротационные компрессоры. На рис. 6.9 показан аммиачный пластинчатый ротационный компрессор марки РАБ-150А, предназначенный для работы в режиме бустеркомпрессора.

Многолопаточный ротор 1 расположен эксцентрично в цилиндре 8. Цилиндр и торцовые крышки компрессора чугунные, с охлаждающими водяными рубашками. Асботекстолитовые пластины 7 расположены радиально. Ротор опирается на роликовые подшипники 3, расположенные в торцовых крышках. Рабочая полость компрессора отделена от подшипников асботекстолитовыми кольцами 4. Уплотнение выходного конца вала осуществляется пружинным сальником трения 5 с парами трения графит – каленая сталь. На линии всасывания 9 установлен газовый сетчатый фильтр 10, а на линии нагнетания 6 – обратный клапан. Смазка трущихся деталей компрессора производится встроенным шестеренчатым насосом 2.

Винтовые компрессоры. На рис. 6.10 представлен винтовой компрессор, работающий с впрыском масла.

Корпус 1 имеет один вертикальный разъем. В цилиндрических расточках корпуса находятся роторы ведущий 2 и ведомый 13. В качестве опорных подшипников 3 применяются подшипники скольжения. Осевое усилие ротора воспринимает упорный подшипник качения 5. Для уменьшения осевого усилия на ведущем роторе установлен разгрузочный поршень 4. Шестерни 6 и 7 синхронизируют движение ведущего и ведомого роторов. Для регулирования производительности компрессора предусмотрен золотник 12. Валик 8 и винт 9 служат для перемещения золотника вместе с гайкой 11. От проворачивания золотник удерживается шпонкой 10. Золотник позволяет регулиро-

вать производительность компрессора в пределах от 10 до 100 %. Впрыск масла в рабочие полости винтового компрессора не только снижает температуру рабочего тела, уменьшая работу сжатия, но и способствует заполнению щелей, уменьшая утечки и перетечки пара.

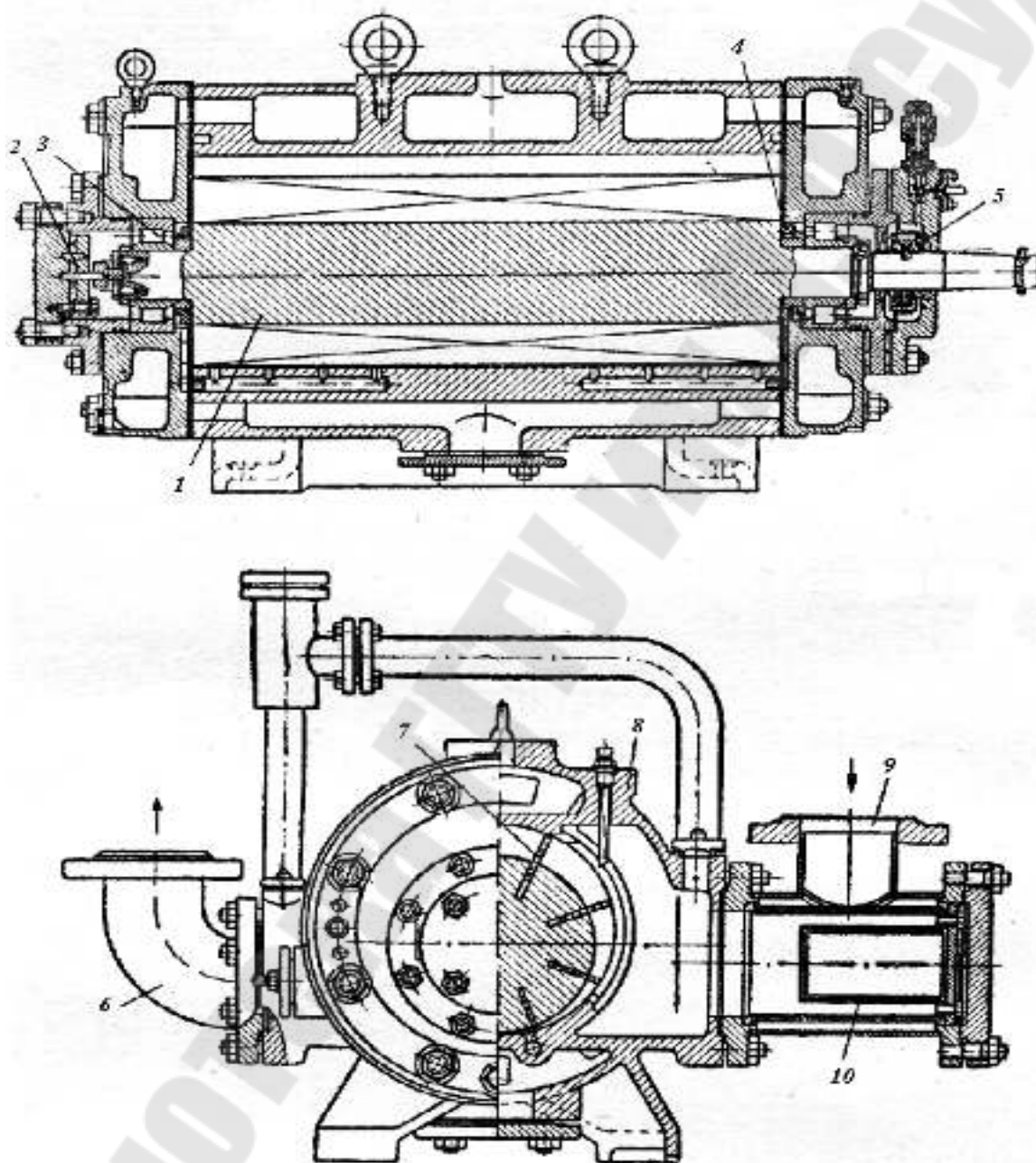


Рис. 6.9 [13]. Пластинчатый ротационный компрессор: 1 – ротор; 2 – шестеренчатый насос; 3 – подшипники; 4 – асботекстолитовые кольца; 5 – сальник; 6 – нагнетательный патрубок с обратным клапаном; 7 – асботекстолитовые пластины; 8 – цилиндр; 9 – всасывающий патрубок; 10 – газовый сетчатый фильтр

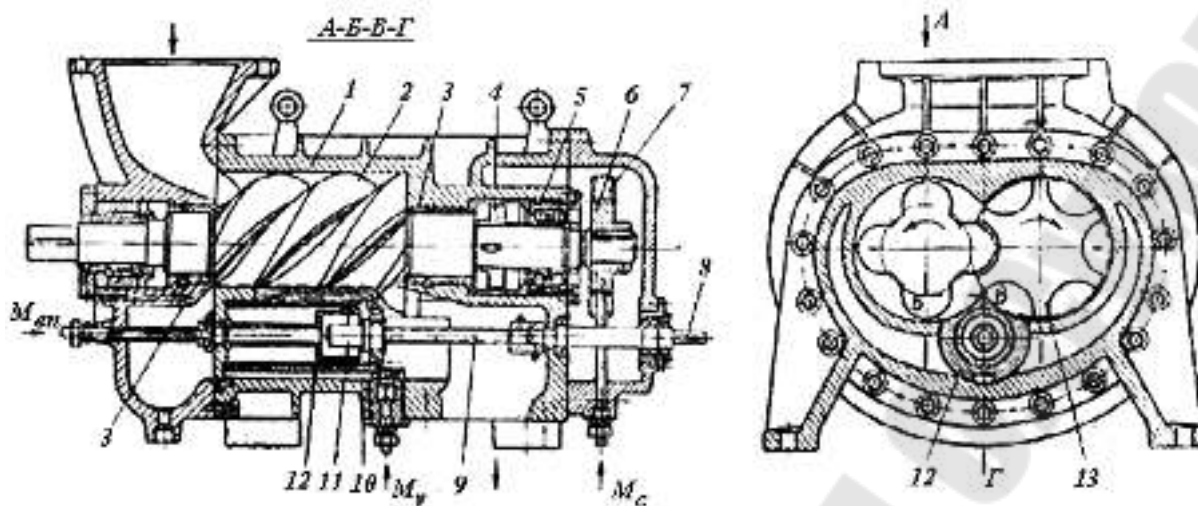


Рис. 6.10 [13]. Маслозаполненный винтовой компрессор:

- 1 – корпус; 2 – ведущий ротор (винт); 3 – опорные подшипники;
 4 – разгрузочный поршень; 5 – подшипник качения; 6, 7 – шестерни;
 8 – валик; 9 – винт; 10 – шпонка; 11 – гайка; 12 – золотник;
 13 – ведомый ротор (винт)

Турбокомпрессоры. По конструкции турбокомпрессоры делятся на радиальные (центробежные) и осевые. Центробежные турбокомпрессоры применяются в газовых и крупных паровых холодильных машинах. Осевые турбокомпрессоры используют в газовых холодильных машинах при сжатии больших количеств рабочего тела.

Для создания необходимого давления рабочего тела турбокомпрессоры выполняют многоступенчатыми.

К достоинствам турбокомпрессоров стоит отнести отсутствие смазки в проточной части (рабочее тело не загрязняется маслом), компактность, надежность и долговечность.

К недостаткам турбокомпрессоров относятся: ограниченность их зоны работы по производительности (при уменьшении расхода до 0,7–0,8 от расчетного в турбокомпрессоре возникает помпаж); трудность в создании турбокомпрессора с небольшой объемной производительностью; необходимость тщательной балансировки роторов; необходимость установки мультипликатора между приводом и компрессором при частоте вращения ротора больше 300 с^{-1} .

На рис. 6.11 показан аммиачный центробежный компрессор марки ТКА-545.

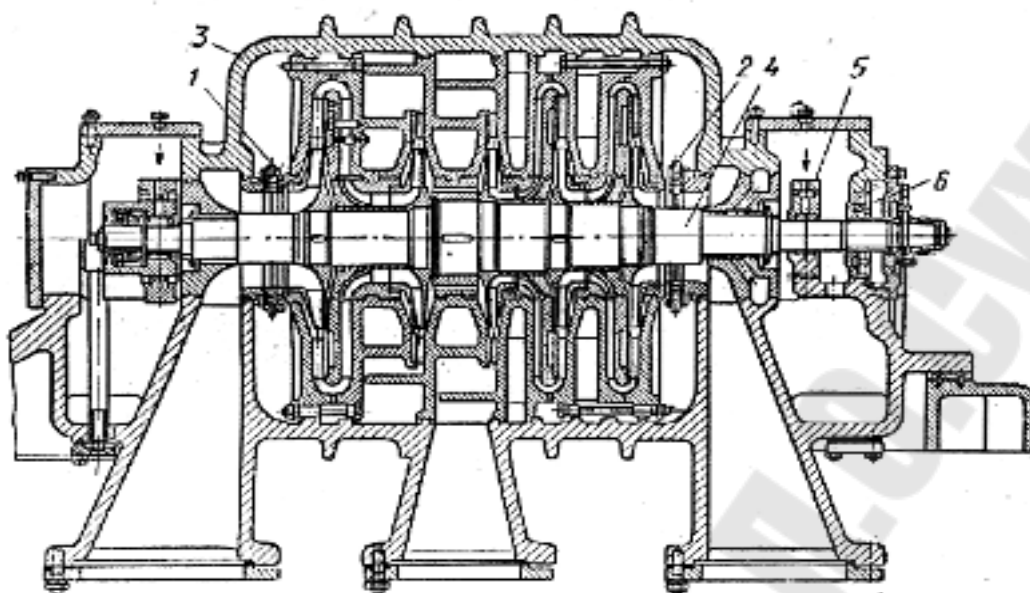


Рис. 6.11 [13]. Аммиачный центробежный компрессор ТКА-545:
 1, 2 – входные регулирующие аппараты; 3 – корпус; 4 – ротор;
 5 – упорный подшипник; 6 – герметичное уплотнение конца вала

Конструктивно компрессор выполнен из двух секций. Первая секция двухступенчатая, вторая – трехступенчатая. Рабочие колеса имеют загнутые назад лопатки и углы выхода $\beta_2 < 90^\circ$; диффузоры – лопаточные. Перед каждой секцией установлены входные регулирующие аппараты 1 и 2, которые поддерживают автоматически постоянство начального давления секций при различных режимах работы холодильной машины. Секции имеют встречное расположение колес для уменьшения осевых усилий на ротор 4. Осевое усилие первой секции компенсируется усилиями, вызываемыми второй секцией, а разность осевых усилий воспринимается упорным подшипником 5. У компрессора имеется одно герметичное уплотнение конца вала 6. Масляная система компрессора герметичная, т. к. вкладыши подшипников находятся в полостях, заполненных аммиаком.

Конденсаторы. В зависимости от вида охлаждающей среды конденсаторы можно разделить на следующие группы [16]:

- с воздушным охлаждением;
- с водяным охлаждением;
- с водовоздушным охлаждением;
- с охлаждением кипящей жидкостью.

Конденсация хладагента может происходить на наружной поверхности теплообмена (кожухотрубчатые конденсаторы) и внутри труб и каналов (змеевиковые и пластинчатые конденсаторы).

Наибольшее распространение получили конденсаторы с водяным и водовоздушным охлаждением с конденсацией хладагента на наружной поверхности теплообмена и внутри труб и каналов.

Горизонтальные кожухотрубчатые конденсаторы получили широкое распространение в холодильных установках средней и крупной производительности. На рис. 6.12 показан общий вид аммиачного конденсатора. Горячие пары хладагента из компрессора через патрубок 3 поступают в верхнюю часть конденсатора и заполняют межтрубное пространство. Пар при этом конденсируется на наружной поверхности труб, развальцованных в трубных решетках. Жидкий хладагент из нижней части конденсатора поступает в ресивер. Охлаждающая вода проходит внутри труб конденсатора. Конденсатор с двух сторон закрыт крышками, к одной из которых приварены входной 8 и выходной 7 водяные патрубки. В крышках установлены перегородки, создающие необходимое число ходов по воде.

Трубный пучок в аммиачных конденсаторах набирается из стальных труб $d = 25 \times 2,5$ мм. Трубы в пучке располагаются по сторонам равносторонних треугольников с шагом 34 мм. Плотность теплового потока составляет $(4-5)$ кВт/м², скорость воды – $(0,8-1,5)$ м/с. Иногда эти аппараты используют и для R22 [16].

Вертикальные кожухотрубчатые конденсаторы (рис. 6.13) представляют собой вертикальную цилиндрическую обечайку с приваренными к ней решетками, в которых развальцованы стальные трубы диаметром $57 \times 3,5$ мм. Конденсация паров хладагента происходит на наружной поверхности труб, а охлаждающая вода в виде пленки стекает по внутренней поверхности труб под действием силы тяжести. Вертикальные конденсаторы отличаются компактностью, высоким коэффициентом теплопередачи и возможностью использования в качестве охлаждающей среды речной, морской и прудовой воды.

Испарительные конденсаторы (рис. 6.14) относятся к конденсаторам с водовоздушным охлаждением и их применение в зонах с сухим и жарким климатом может оказаться экономически более целесообразным, чем кожухотрубчатых конденсаторов и градирен. Они позволяют при высоких температурах наружного воздуха получать достаточно низкие температуры конденсации с минимальным расходом воды [16]. Наружный воздух через жалюзи 7 засасывается вентилятором 1 в подзмеевиковое пространство корпуса 2. Далее воздух проходит через межтрубное пространство горизонтальных змеевиков, внутрь которых через коллектор 5 поступает перегретый пар хлада-

гента, который охлаждается, конденсируется и через жидкостной коллектор 6 поступает на регулируемую станцию. Вода из поддона 8, оборудованного переливным и подпиточным устройством 9, насосом 10 подается к оросительному коллектору 4 и орошает змеевики. Для устранения уноса капель воды воздухом служит элиминатор 3.

Испарители. По виду испаряемой среды испарители могут быть разделены на следующие группы [16]:

- испарители для охлаждения жидких хладоносителей;
- испарители для охлаждения воздуха;
- испарители для охлаждения конденсирующегося хладагента (испарители-конденсаторы).

Ниже будут рассмотрены испарители для охлаждения жидких хладоносителей. По конструктивному исполнению испарители делятся на кожухотрубчатые, кожухозмеевиковые, панельные и пластинчатые.

В зависимости от условий циркуляции охлаждаемой жидкости испарители бывают двух типов: с закрытой системой циркуляции и с открытым уровнем охлаждаемой жидкости.

По характеру заполнения хладагентом испарители делят на затопленные и незатопленные.

Кипение хладагента в испарителях может происходить как на наружной поверхности теплообмена (кожухотрубчатые затопленного типа, оросительные), так и на внутренней (кожухотрубчатые с кипением в трубах, панельные, пластинчатые).

Наибольшее распространение в холодильных установках средней и крупной производительности получили испарители кожухотрубчатые затопленного типа. В таких аппаратах хладагент кипит на наружной поверхности труб, а хладоноситель движется в трубном пространстве.

Кожухотрубчатый испаритель представляет собой цилиндрический горизонтально расположенный кожух с плоскими днищами – решетками, в которых развальцованы или вварены трубы (прямые, U-образные или свернутые в змеевик). Хладоноситель (рассол) поступает в трубы испарителя через крышки, привернутые на прокладках к фланцам трубных решеток и присоединенные с помощью патрубков к внешней сети хладоносителя. Число ходов по хладоносителю лежит в пределах от 4 до 12. Парожидкостная смесь от регулирующего вентиля подводится в испаритель снизу в межтрубное пространство. В верхней части испарителя предусмотрено свободное от труб пространство, которое служит сухопарником.

Общий вид аммиачного кожухотрубчатого испарителя затопленного типа представлен на рис. 6.15. В этих аппаратах используются стальные гладкие бесшовные трубы наружным диаметром $25 \times 2,5$ мм и 38×3 мм. Пучок труб шахматный гексагональный. Крышки аппарата чугунные литые. Трубные решетки стальные, выполненные из углеродистой или легированной стали. Крепление труб в трубных решетках осуществляется, как правило, развальцовкой. Минимальное расстояние между крайними трубами пучка и внутренней поверхностью кожуха аппарата составляет 15–20 мм. Поступающее в испаритель масло периодически удаляется через маслоотстойник, расположенный в нижней части аппарата. Уровень жидкого аммиака в испарителе поддерживается на высоте, примерно равной $0,8D$; плотность теплового потока 2–4,5 кВт/м² при перегреве паров аммиака на выходе из аппарата не более 1,5 °С.

Во фреоновых кожухотрубчатых испарителях затопленного типа (рис. 6.16) применяют, как правило, медные трубы с накатными наружными ребрами с наружным диаметром $13,3 \times 0,9$ мм и $16,5 \times 1,6$ мм. Коэффициент оребрения труб $\beta \approx 3,4$. Трубы в пучке расположены по вершинам равносторонних треугольников. Концы труб развальцованы в трубных решетках. Минимальное расстояние между крайними трубами пучка и внутренней поверхностью кожуха аппарата составляет 8 мм. Уровень заполнения межтрубного пространства хладагентом во фреоновых испарителях ниже, чем в аммиачных, т. к. при кипении фреонов происходит вспенивание жидкости из-за наличия в ней растворенного масла. Величина оптимального уровня жидкости зависит от плотности теплового потока или среднего температурного напора в аппарате (при $\theta = 7$ °С высота уровня составляет примерно $0,6D$). Перегрев паров фреона на выходе из испарителя должен быть не более 1 °С [16].

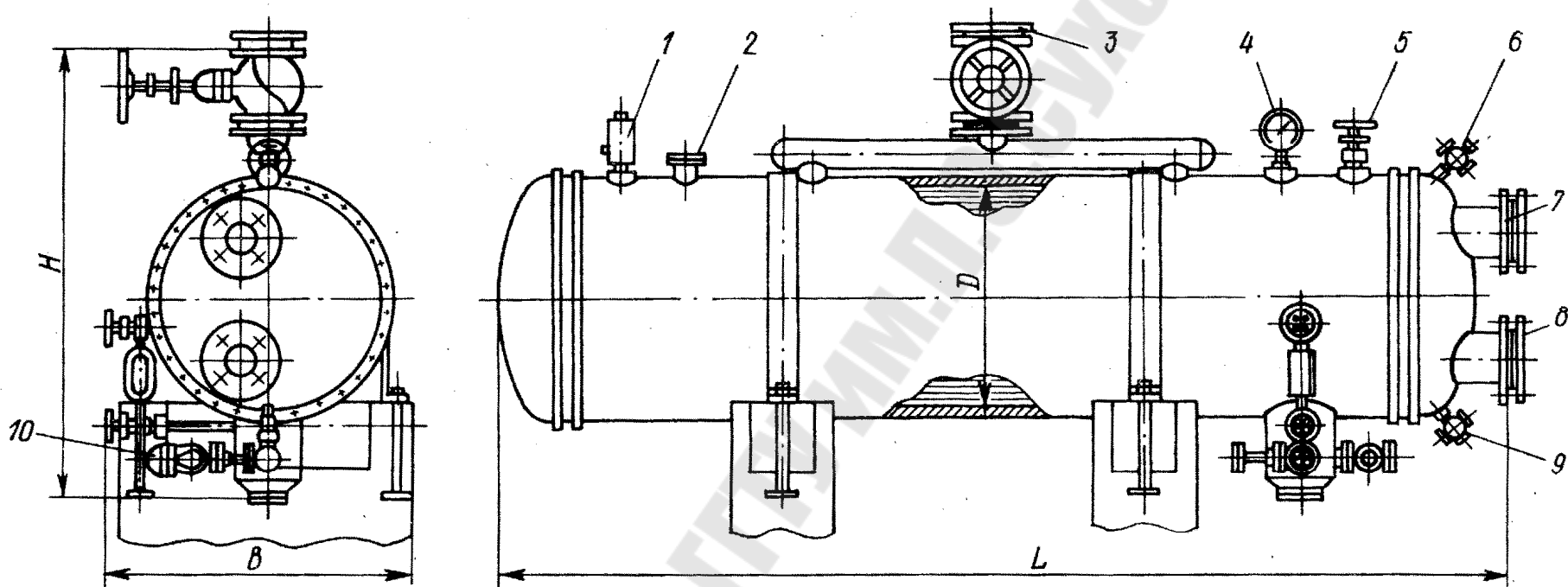


Рис. 6.12 [16]. Горизонтальный аммиачный кожухотрубчатый конденсатор: 1 – клапан предохранительный; 2 – уравнильная линия; 3, 10 – вход и выход аммиака; 4 – манометр; 5, 6 – спуск воздуха; 7, 8 – выход и вход воды; 9 – слив воды

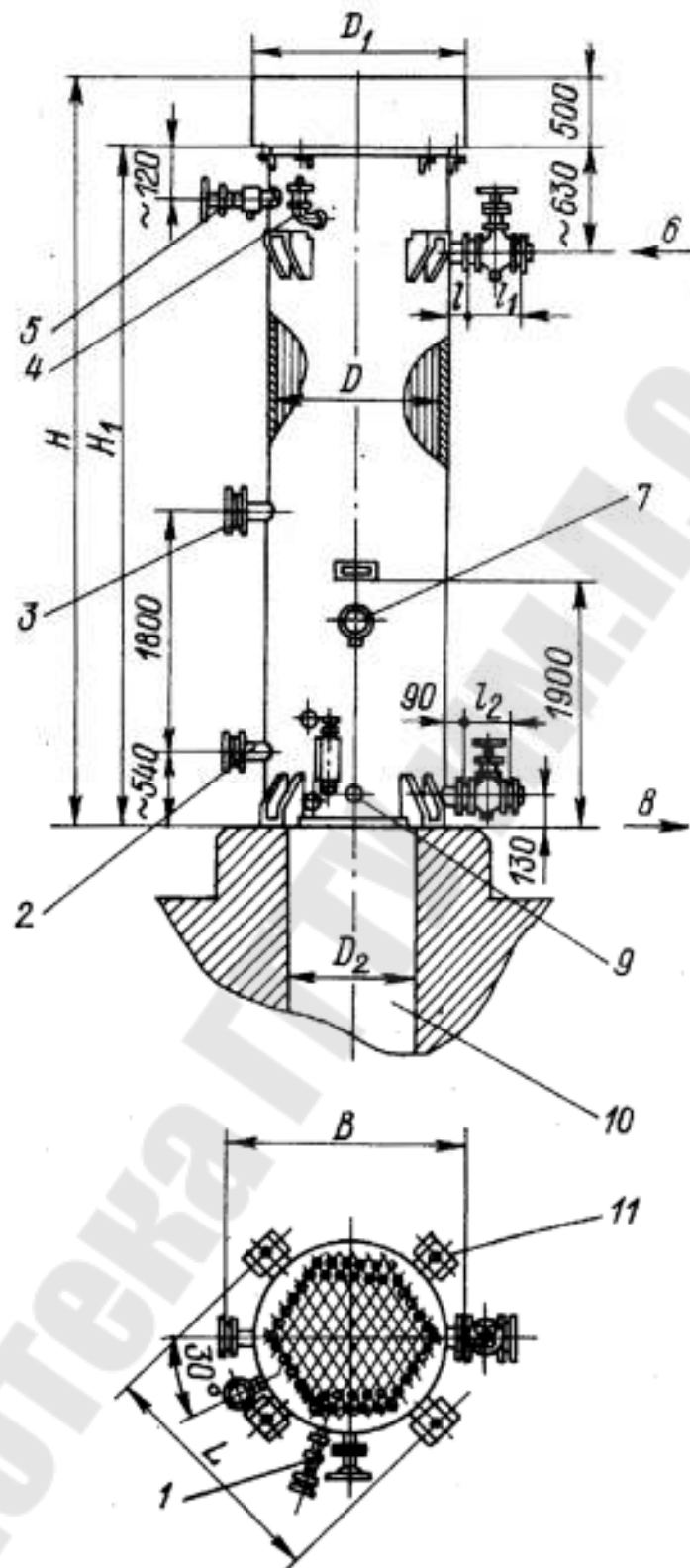


Рис. 6.13 [16]. Вертикальный аммиачный конденсатор марки КВ:
 1 – указатель уровня; 2 – подвод к воздухоотделителю; 3 – уравнивающая линия; 4 – предохранительный клапан; 5 – спуск воздуха; 6 – вход аммиака; 7 – манометр; 8 – выход жидкого аммиака; 9 – спуск масла; 10 – отвод воды; 11 – лапы крепления

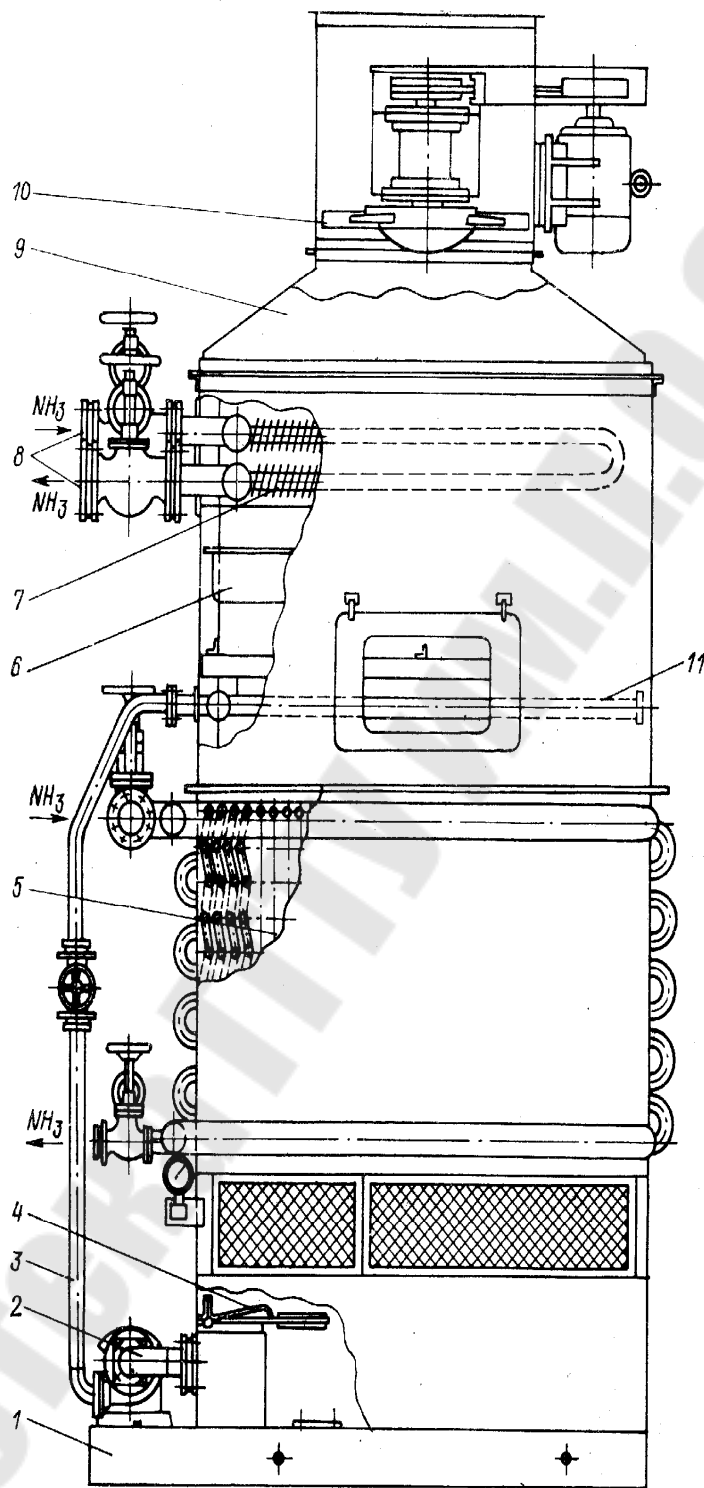


Рис. 6.14 [16]. Испарительный конденсатор: 1 – каркас; 2, 3 – забор и подача воды; 4 – поплавковый клапан; 5 – змеевик; 6 – сепаратор; 7 – форконденсатор; 8 – запорный вентиль; 9 – диффузор; 10 – вентилятор; 11 – оросительное устройство

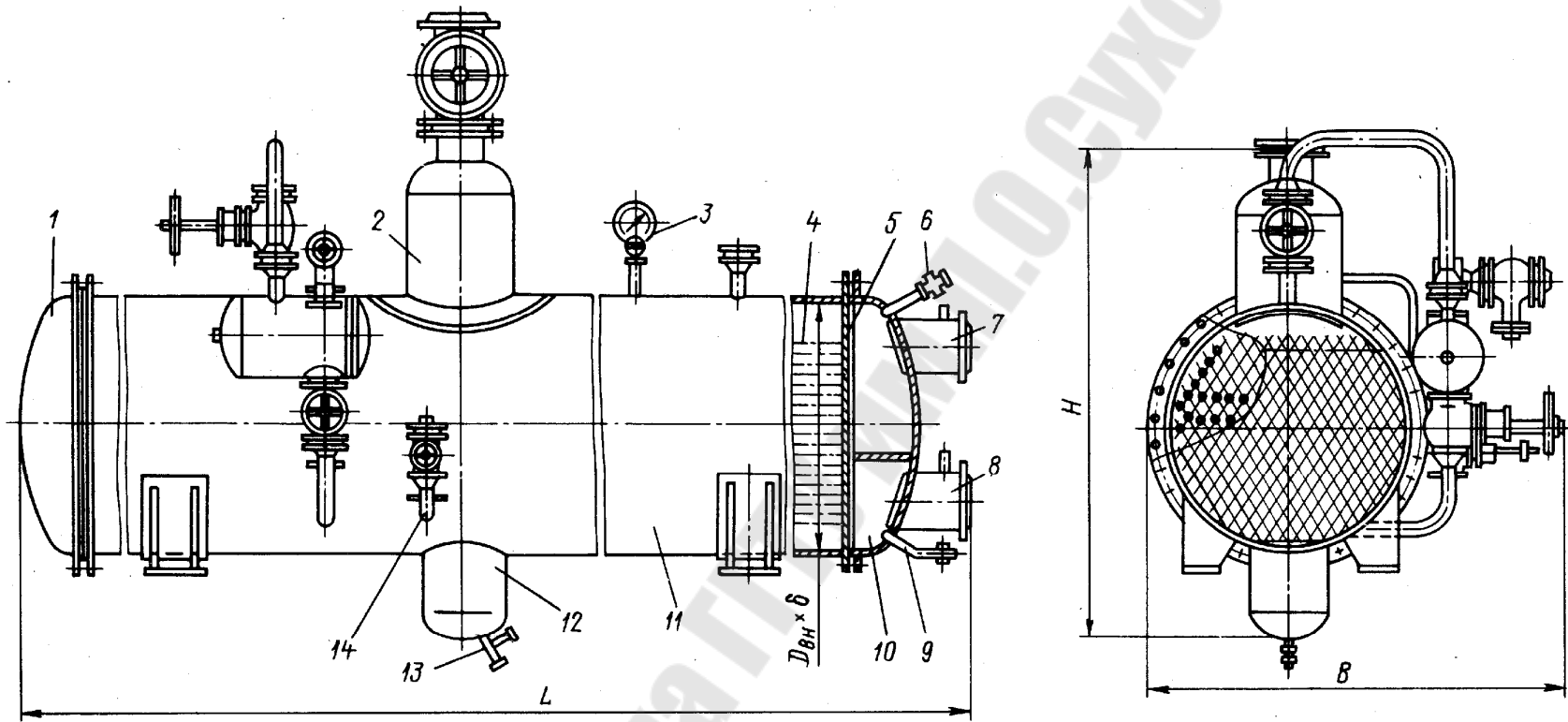


Рис. 6. 15 [16]. Аммиачный кожухотрубный испаритель затопленного типа: 1, 10 – крышки; 2 – сухопарник; 3 – манометр; 4 – трубы; 5 – трубная решетка; 6 – вентиль для спуска воздуха; 7, 8 – штуцера для входа и выхода рассола; 9 – слив рассола; 11 – корпус; 12 – маслоотстойник; 13 – кран для спуска масла; 14 – патрубок для входа жидкого аммиака

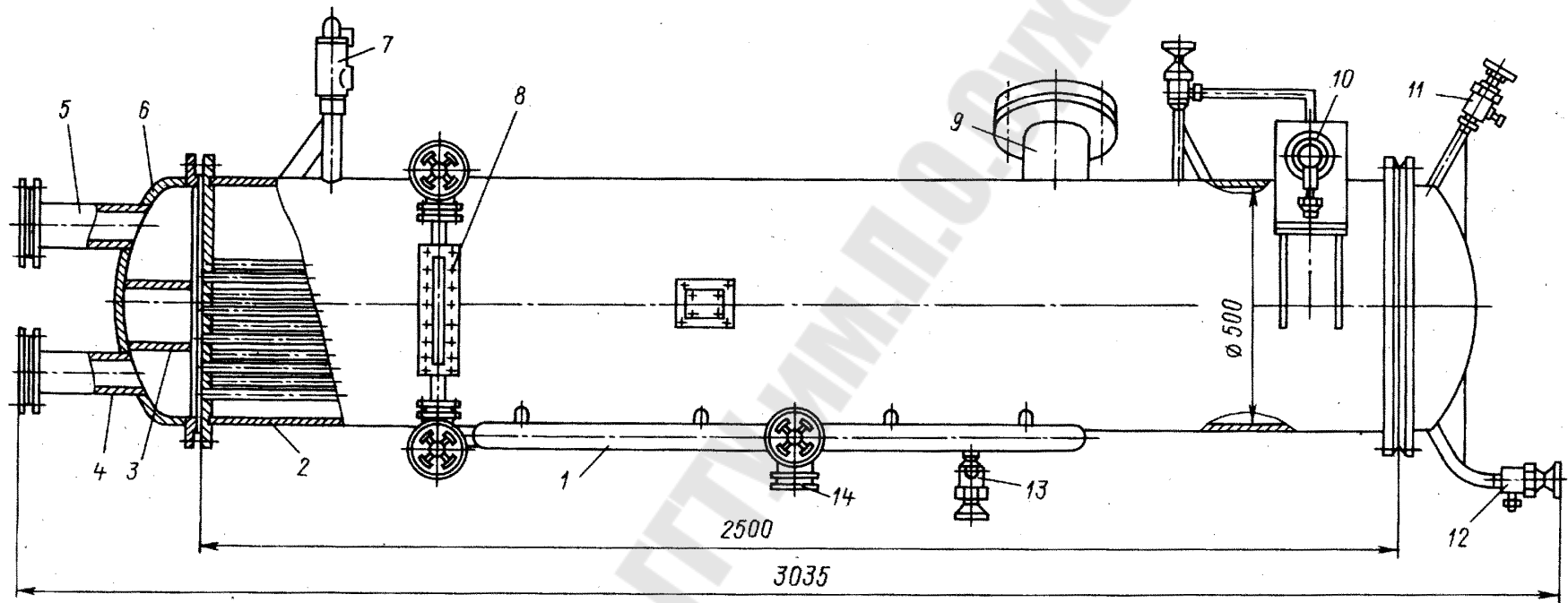


Рис. 6. 16 [16]. Фреоновый кожухотрубный испаритель затопленного типа: 1 – жидкостной коллектор; 2 – обечайка; 3 – перегородки; 4, 5 – штуцера для входа и выхода рассола; 6 – крышка; 7 – предохранительный клапан; 8 – указатель уровня; 9, 14 – штуцера для выхода и входа хладагента; 10 – манометр; 11 – кран для спуска воздуха; 12 – кран для спуска рассола; 13 – вентиль для спуска масла

6.3. Абсорбционные холодильные машины

Абсорбционные холодильные машины (АХМ) относятся к теплоиспользующим холодильным машинам. Они могут применяться там, где имеются дешевые источники тепловой энергии: горячая вода, пар, продукты сгорания топлива и т. д. Эффективность их применения значительно возрастает в случае использования этих машин для одновременного получения холода и тепла за счет сбросного тепла предприятий [15].

В настоящее время в холодильной технике получили распространение водоаммиачные и бромистолитиевые абсорбционные холодильные машины. В настоящем пособии рассматриваются только водоаммиачные машины, как получившие наиболее широкое распространение. Такие машины работают по циклам с теплообменником и ректификацией.

Цикл абсорбционной холодильной машины осуществляется с помощью бинарного раствора, состоящего из поглотителя (абсорбента) и рабочего тела. В водоаммиачных АХМ поглотителем является вода, а рабочим телом – аммиак. Температура кипения абсорбента при нормальных условиях должна быть выше температуры кипения рабочего тела при тех же условиях. Чем больше разность температур кипения, тем проще схема машины [15].

Схема водоаммиачной АХМ непрерывного действия показана на рис. 6.12, а ее процессы в ξ - h диаграмме – на рис. 6.13. Работа АХМ протекает следующим образом [1]: в испарителе за счет подведенной теплоты от охлаждаемого объекта q_0 происходит кипение хладагента – аммиака при температуре T_0 и давлении p_0 . Образующиеся пары аммиака поступают в абсорбер и поглощаются слабым водоаммиачным раствором, поступающим из генератора через теплообменник ТО-2 и дроссель Др-2. Процесс абсорбции происходит при температуре T_e и сопровождается выделением теплоты q_a , которая отводится охлаждающей водой. Раствор из абсорбера насосом подается через теплообменник ТО-2 в генератор с давлением p_k , где давление больше чем в абсорбере. В генераторе подводится теплота q_r и раствор перегоняется: пары аммиака направляются в верхнюю часть генератора и затем в конденсатор, а слабый водоаммиачный раствор с малой концентрацией аммиака из нижней части генератора через теплообменник ТО-2 и дроссель Др-2 возвращается в абсорбер. Пары аммиака в конденсаторе конденсируются при температуре T_c с отводом теплоты q_k и жидкий аммиак через дроссель Др-1 направляется в испаритель.

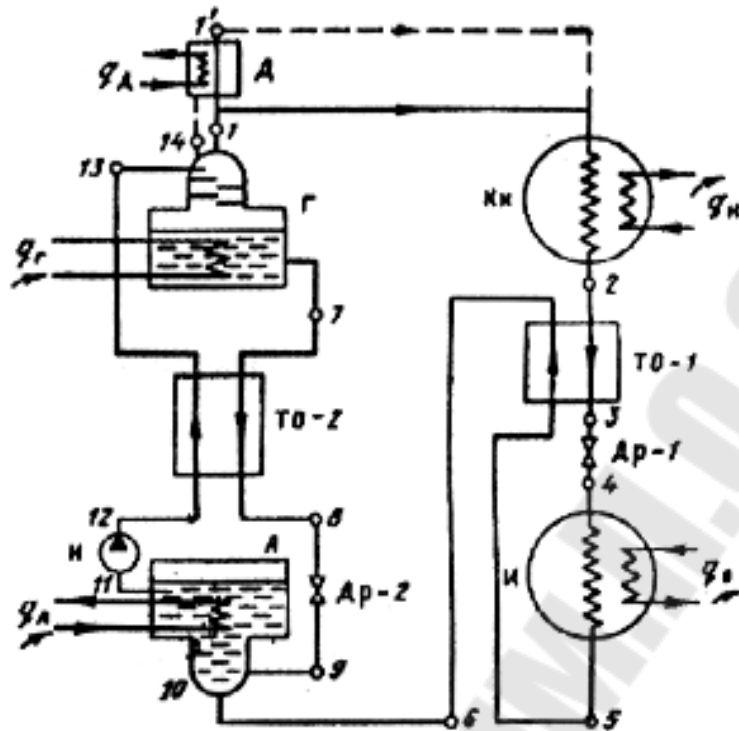


Рис. 6.17 [13], [15]. Принципиальная схема водоаммиачной АХМ:
 Г – генератор; А – абсорбер; И – испаритель; Кн – конденсатор;
 Н – насос; Др₁, Др₂ – дроссели; ТО-1, 2 – теплообменник;
 Д – дефлегматор

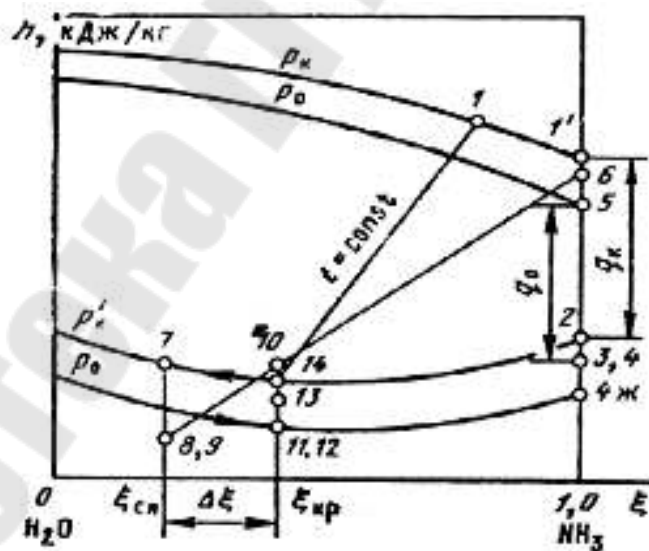


Рис. 6.18. Процессы, протекающие в водоаммиачной АХМ
 в ξ - h диаграмме

Раствор из абсорбера насосом подается через теплообменник ТО-2 в генератор с давлением p_k , где давление больше чем в абсорбере. В генераторе подводится теплота q_r и раствор перегоняется: пары

аммиака направляются в верхнюю часть генератора и затем в конденсатор, а слабый водоаммиачный раствор с малой концентрацией аммиака из нижней части генератора через теплообменник ТО-2 и дроссель Др-2 возвращается в абсорбер. Пары аммиака в конденсаторе конденсируются при температуре T_c с отводом теплоты q_k и жидкий аммиак через дроссель Др-1 направляется в испаритель.

Тепловой баланс установки (при условии, что работа насоса $l_n = 0$):

$$q_k + q_b = q_r + q_n. \quad (6.25)$$

Тепловой коэффициент, характеризующий работу АХМ будет

$$\varepsilon_a = q_0 / q_r = [(1/T_c) - (1/T_r)] / [(1/T_0) - (1/T_c)]. \quad (6.26)$$

Процессы, протекающие в установке, изображены в диаграмме h - ξ . Здесь h – энтальпия раствора, а ξ – массовая концентрация аммиака в растворе. На диаграмму наносят изобары p_k и p_0 ; верхние служат пограничными кривыми пара, нижние – пограничными кривыми кипящей жидкости. Между верхними и нижними пограничными кривыми находится область влажного пара при давлениях p_k и p_0 .

Пары аммиака из верхней части генератора (ректификационной колонны) в состоянии 1 на верхней пограничной кривой пара направляются в конденсатор. Для повышения концентрации пара перед конденсатором дополнительно устанавливается еще один теплообменник – дефлегматор. При отводе теплоты в дефлегматоре q_d температура пара снижается, а концентрация аммиака повышается теоретически до 100 % (точка 1'). В действительности состояние пара соответствует концентрации чистого аммиака, очень близким к единице.

В процессе конденсации пара отводится теплота q_k и состояние аммиака после конденсатора определяется точкой 2. После конденсатора для снижения температуры жидкости перед дросселем устанавливают теплообменник ТО-1. Точка 4 соответствует смеси пара и жидкости; точка 4ж относится к жидкости, 5 – к пару.

При подводе теплоты в испарителе жидкий аммиак кипит, достигая состояния сухого насыщенного пара (точка 5), а отрезок 4–5 определяет холодопроизводительность q_0 . В состоянии 6 после теплообменника ТО-1 пары аммиака подаются в абсорбер, где смешиваются со слабым раствором, стекающим из теплообменника ТО-2 через дроссель Др-2 при концентрации $\xi_{ср}$, и поглощаются им (точка 9). Состояние смеси определяется точкой 10, расположенной на пересечении линии 6–9 с ординатой $\xi_{кр}$. Для получения из смеси в

состоянии 10 крепкого раствора отводится теплота q_a , а состояние раствора определяется точкой 11. В состоянии 13 после нагрева в теплообменнике ТО-2 крепкий раствор подается в верхнюю часть генератора. При подогреве в генераторе за счет теплоты q_r раствор приобретает состояние 14 и жидкость начинает кипеть. Состояние жидкости изменяется по линии 14–7; выделяющийся при этом пар аммиака покидает генератор в состоянии 1.

Расчет основных параметров АХМ [1]. При расчете необходимо знать значения следующих величин: холодопроизводительность Q_0 ; температуру охлаждения объекта t_n ; температуру охлаждающей среды t_c ; температуру греющей среды t_b . Должны быть также известны схема установки, рабочее тело (хладагент) и абсорбент. Значения конечных разностей температур в теплообменниках определяют по справочным данным [16].

Определяются температуры кипения t_0 и конденсации t_k , °С:

$$t_0 = t_n - \Delta t_0; \quad t_k = t_c - \Delta t_k, \quad (6.27)$$

где Δt_0 – минимальная разность температур в испарителе, °С; Δt_k – минимальная разность температур в конденсаторе, °С; t_n – температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя, °С; t_c – температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора, °С.

По температурам t_0 и t_k определяются давления в испарителе p_0 и в конденсаторе p_k .

Температура крепкого раствора на выходе из абсорбера:

$$t_{11} = t_{cl} - \Delta t_a, \quad (6.28)$$

где t_{cl} и Δt_a – соответственно температура охлаждающей среды и разность температур в абсорбере, °С. По температуре t_{11} и давлению p_0 определяют концентрацию $\xi_{кр}$.

Температура слабого раствора на выходе из генератора:

$$t_7 = t_r - \Delta t_b, \quad (6.29)$$

где t_r и Δt_b – соответственно температура греющей среды и разность температур в генераторе, °С. По температуре t_7 и давлению p_k определяют концентрацию слабого раствора $\xi_{сл}$.

Тепловые мощности теплообменных аппаратов находят из уравнений тепловых балансов.

Кратность циркуляции раствора f (отношение массового расхода крепкого раствора, выходящего из абсорбера, к массовому расходу пара, поступающего в конденсатор):

$$f = G_k / G_n = (\zeta_n - \zeta_{сл}) / (\zeta_{кр} - \zeta_{сл}) = (\zeta_1 - \zeta_7) / (\zeta_{11} - \zeta_7), \quad (6.30)$$

где ζ_n , $\zeta_{сл}$, $\zeta_{кр}$ – соответственно концентрации пара, слабого и крепкого растворов.

Удельное количество флегмы в дефлегматоре φ (отношение массового расхода возвращающейся в генератор флегмы к массовому расходу пара из дефлегматора):

$$\varphi = G_\phi / G_n = (\zeta_n - \zeta_{пр}) / (\zeta_{пр} - \zeta_\phi) = (\zeta_1 - \zeta_1) / (\zeta_1 - \zeta_{14}), \quad (6.31)$$

где ζ_n и ζ_1 – концентрации пара, выходящего из дефлегматора; $\zeta_{пр}$ – концентрация пара равновесного флегме; $\zeta_\phi = \zeta_{14}$ – концентрация флегмы на выходе из дефлегматора.

Удельная тепловая нагрузка генератора:

$$q_r = h_1 - h_7 + f(h_7 - h_{13}) + \varphi(h_1 - h_{14}). \quad (6.32)$$

Удельная тепловая нагрузка дефлегматора:

$$q_d = h_1 - h_1 + \varphi(h_1 - h_{14}). \quad (6.33)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора:

$$q_k = h_1 - h_2. \quad (6.34)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника ТО-1:

$$q_{то1} = h_2 - h_3 = h_6 - h_5. \quad (6.35)$$

Удельная холодопроизводительность установки:

$$q_0 = h_5 - h_3. \quad (6.36)$$

Удельная тепловая нагрузка абсорбера:

$$q_a = h_6 - h_8 + f(h_8 - h_{11}). \quad (6.37)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника ТО-2:

$$q_{то2} = (f - 1)(h_1 - h_8) = f(h_{13} - h_{11}). \quad (6.38)$$

Проверка расчета осуществляется составлением теплового баланса всей установки:

$$q_0 + q_{\Gamma} = q_{\kappa} + q_{\text{д}} + q_{\text{а}}. \quad (6.39)$$

Массовый расход хладагента:

$$G = Q_0 / q_0. \quad (6.40)$$

Тепловой коэффициент установки:

$$\varepsilon = q_0 / q_{\Gamma}. \quad (6.41)$$

Удельный расход теплоты:

$$Q = 1 / \varepsilon_{\text{а}} = q_{\Gamma} / q_0. \quad (6.42)$$

Тепловые мощности теплообменных аппаратов определяют по формуле

$$Q_{\text{а}} = Gq_{\text{а}}, \quad (6.43)$$

где $q_{\text{а}}$ и $Q_{\text{а}}$ – соответственно удельная и полная тепловые нагрузки на аппарат; G – расход хладагента через аппарат, кг/с.

По результатам теплового расчета, температурным напорам и коэффициентам теплопередачи определяются площади поверхностей нагрева теплообменных аппаратов.

Значения тепловых коэффициентов находятся в пределах $\varepsilon_{\text{а}} = 0,4\text{--}0,5$ и водоаммиачные АХМ применяются при охлаждении объектов при температурах от 30 до 60 °С ниже 0.

Основное оборудование водоаммиачных АХМ. К основному оборудованию АХМ относятся генераторы, абсорберы, дефлегматоры, испарители и конденсаторы.

Генераторы водоаммиачных АХМ по конструкции делятся на вертикальные и горизонтальные кожухотрубчатые, элементные и двухтрубные; по принципу действия – на пленочные и затопленные.

Вертикальные пленочные генераторы применяются в крупных АХМ из-за малой металлоемкости и малой занимаемой площади.

Если в качестве греющей среды в АХМ используют дымовые газы то чаще всего применяются горизонтальные кожухотрубчатые генераторы затопленного типа (рис. 6.19). Горизонтальная часть аппарата – котел с дымогарными трубами диаметром 45 × 3 мм и двумя коробами – передним и задним, футерованными огнеупорным кирпичом. Газы из топки с температурой около 650 °С проходят внутри труб, охлаждаются до температуры 200 °С и через задний короб направляются в дымосос [1]. В среднюю часть вертикально располо-

женной ректификационной колонны поступает крепкий раствор. Образующийся пар (смесь аммиака и воды) проходит через тарелки колонны, ректифицируется и концентрация паров аммиака повышается. Жидкость стекает вниз по насадке и в виде слабого раствора отводится через нижний штуцер. Уровень раствора в генераторе поддерживается выше верхнего ряда дымогарных труб.

Абсорберы водоаммиачных АХМ по принципу действия и конструкции классифицируются аналогично генераторам. Абсорберы пленочного типа используются в низкотемпературных установках в основном с горизонтальным расположением элементов [1].

В вертикальных абсорберах (рис. 6.20) необходимо обеспечить высокую плотность орошения. Слабый раствор подается в межтрубное пространство на распределительную решетку 1, через которую проходят трубы абсорбера 2 и слабый раствор пленкой стекает по наружной поверхности труб.

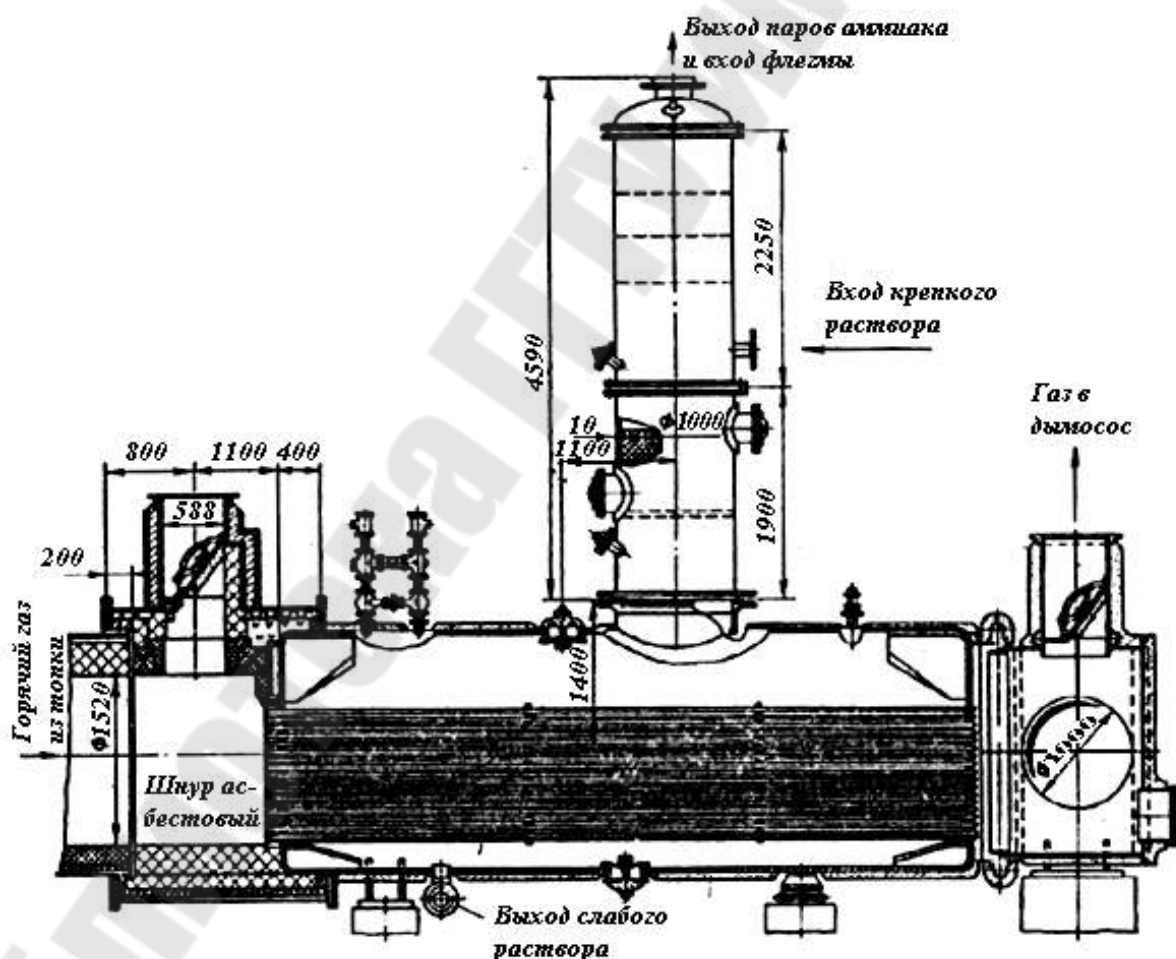


Рис. 6.19 [16]. Горизонтальный кожухотрубчатый генератор АХМ

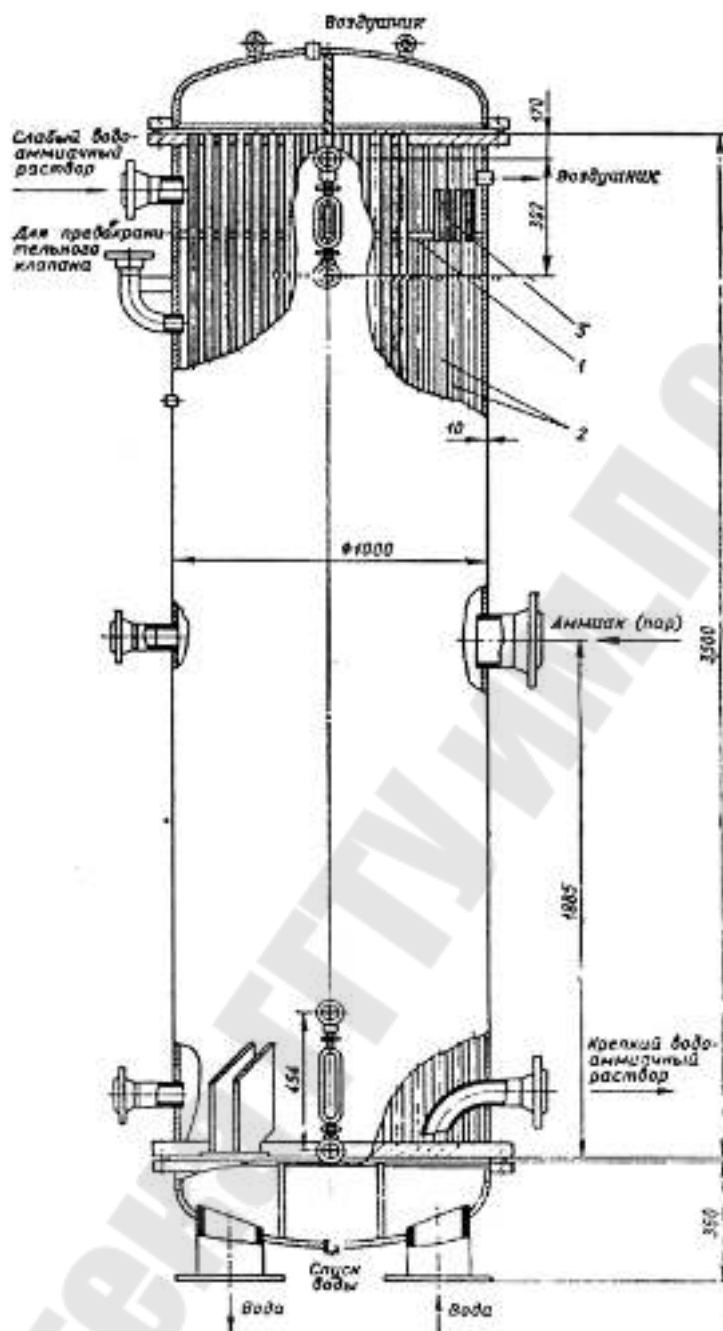


Рис. 6.20 [16]. Вертикальный кожухотрубчатый абсорбер АХМ

Пары аммиака подводятся в середине корпуса в межтрубное пространство и поглощаются раствором. По трубкам проходит охлаждающая вода, которая отводит теплоту, выделяющуюся в процессе абсорбции аммиака раствором. При переполнении раствором пространства над решеткой избыток его сливается в нижнюю часть абсорбера через переливные трубы 3.

Дефлегматор – это аппарат, предназначенный для окончательной отгонки аммиака от паров воды и для образования флегмы. Его чаще всего выполняют в виде кожухотрубчатого элементного теплообменника (рис. 6.21).

Дефлегматор состоит из двух элементов, последовательно соединенных по пару и воде [1]. Нижний элемент, в который поступает пар из генератора, имеет водяную рубашку для выравнивания температуры в обечайке и в трубах. Охлаждающая вода входит в трубы верхнего элемента, затем проходит по трубам нижнего элемента и после этого – в водяную рубашку. Образующаяся флегма стекает из верхнего элемента в нижний, а затем на верхние тарелки генератора.

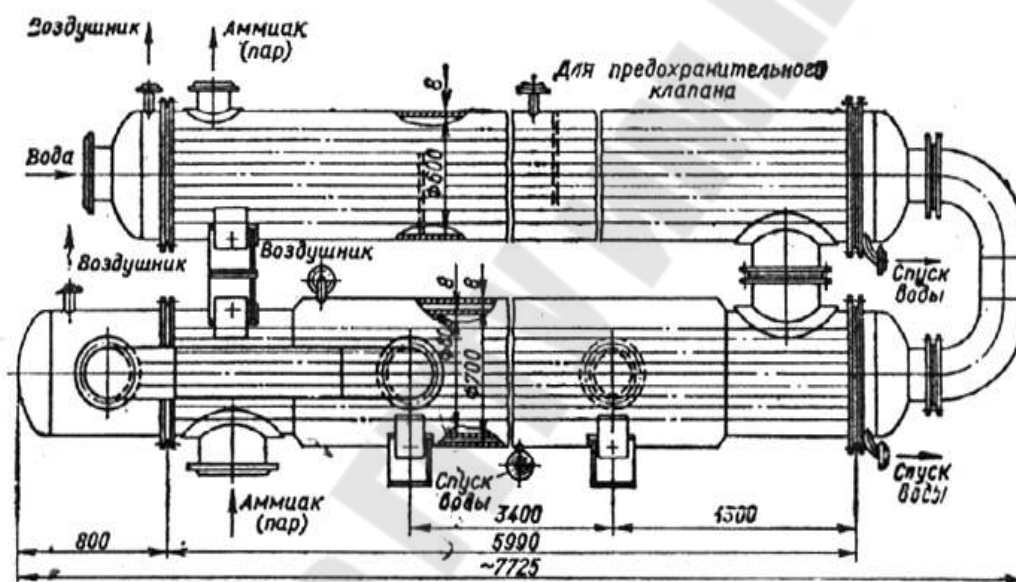


Рис. 6.21 [16]. Дефлегматор АХМ

В водоаммиачных АХМ применяют такие же испарители и конденсаторы и из тех же материалов, что и в парокompрессионных холодильных машинах.

Литература

1. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / под общ. ред. А. М. Бакластова. – Москва : Энергоатомиздат, 1986. – 322 с.
2. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справ. / под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – Кн. 4. – 586 с.
3. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / Б. Н. Голубков [и др.]. – Москва : Энергия, 1972. – 422 с.
4. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – Москва : Высш. шк., 1980. – 468 с.
5. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, Л. С. Сукомел. – Москва : Энергоатомиздат, 1981. – 417 с.
6. Дытнерский, Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию / Ю. И. Дытнерский, Г. С. Борисов, В. П. Брыков. – Москва : Химия, 1991. – 412 с.
7. Богданов, С. Н. Теоретические основы хладотехники / С. Н. Богданов. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 319 с.
8. Керн, Д. Развитые поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. – Москва : Энергия, 1977. – 461 с.
9. Низкотемпературные тепловые трубы / под общ. ред. Л. Л. Васильева. – Минск : Наука и техника, 1976. – 138 с.
10. Плановский, А. А. Сушка дисперсных материалов в химической промышленности / А. А. Плановский, Б. И. Муштаев, В. М. Ульянов. – Москва : Химия, 1979. – 287 с.
11. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Ленинград : Химия, 1981. – 560 с.
12. Лебедев, П. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / П. Д. Лебедев, А. А. Щукин. – Москва : Энергия, 1970. – 408 с.
13. Мещеряков, Ф. Е. Основы холодильной техники и холодильной технологии / Ф. Е. Мещеряков. – Москва : Пищевая пром-ть, 1975. – 559 с.
14. Доссат, Р. Дж. Основы холодильной техники / Р. Дж. Доссат. – Москва : Легкая и пищевая пром-ть, 1984. – 518 с.
15. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин [и др.]. – Москва : Пищевая пром-ть, 1973. – 511 с.

16. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 328 с.

17. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Е. М. Бамбушек [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1987. – 420 с.

18. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – Москва : Химия, 1973. – 652 с.

19. Сидельковский, Л. Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев. – Москва : Энергоатомиздат, 1988. – 528 с.

20. Зайцев, И. Д. Физико-химические свойства бинарных и многокомпонентных растворов неорганических веществ / И. Д. Зайцев, Г. Г. Асеев. – Москва : Химия, 1988. – 498 с.

Содержание

Глава 1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ.....	3
1.1. Рекуперативные теплообменные аппараты.....	7
1.2. Расчет рекуперативных теплообменников.....	15
1.3. Рекуперативные теплообменные аппараты с оребренной поверхностью теплообмена.....	31
1.4. Тепловые трубы.....	42
1.5. Регенеративные теплообменные аппараты.....	48
1.6. Теплообменные аппараты с псевдооживленным слоем.....	57
1.7. Смесительные теплообменники.....	62
Глава 2. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ.....	75
2.1. Общие сведения о процессе выпаривания.....	75
2.2. Схемы выпарных установок.....	77
2.3. Основные элементы выпарной установки.....	81
2.4. Тепловой расчет МВУ.....	90
Глава 3. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.....	101
3.1. Конвективные сушильные установки.....	101
Глава 4. АБСОРБЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ.....	126
4.1. Общие сведения о процессах сорбции.....	126
4.2. Классификация и принцип действия абсорберов.....	128
4.3. Расчет абсорберов.....	146
4.4. Десорбция.....	158
4.5. Схемы абсорбционных установок.....	158
Глава 5. РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ.....	160
5.1. Основные положения о процессах перегонки и ректификации.....	160
5.2. Простая перегонка.....	167
5.3. Непрерывная бинарная ректификация.....	168
Глава 6. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.....	184
6.1. Общие сведения.....	184
6.2. Теоретические циклы и схемы парокомпрессионных холодильных машин.....	195
6.3. Абсорбционные холодильные машины.....	220
Литература.....	229

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Овсянник Анатолий Васильевич
Шаповалов Александр Валерьевич**

**ПРОМЫШЛЕННЫЕ
ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ
И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ**

**Курс лекций
по одноименной дисциплине
для студентов специальностей 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация
энергооборудования организаций»**

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. В. Гладкова*
Компьютерная верстка *М. В. Аникеенко*

Подписано в печать 25.08.09.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 11,39. Уч.-изд. л. 11,58.

Изд. № 115.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.