

А. М. БАКЛАСТОВ
В. А. ГОРБЕНКО
П. Г. УДЫМА

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССО- ОБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Под общей редакцией
А. М. БАКЛАСТОВА

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика»

МОСКВА
ЭНЕРГОИЗДАТ
1981

ББК 31.34

Б 19

УДК [66.045.1+621.1.016.4](075.8)

Бакластов А. М. и др.

- Б 19** Проектирование, монтаж и эксплуатация тепло-массообменных установок: Учеб. пособие для вузов/ А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма; Под ред. А. М. Бакластова.— М.: Энергоиздат, 1981. — 336 с., ил.

В пер.: 90 к.

В книге описаны схемы и конструкции типовых теплообменников аппаратов и установок, приведены методы их расчета, проектирования, выбора тепловых схем и их элементов. Изложены сведения о материалах, применяемых для изготовления деталей аппаратуры, трубопроводов и металлоконструкций; приведены расчеты на прочность узлов и деталей теплообменной аппаратуры, сосудов высокого давления. Рассмотрены вопросы испытания, пуска и эксплуатации.

Книга является учебным пособием для студентов вузов по специальности «Промышленная теплоэнергетика», изучающих курсы «Проектирование теплообменных установок» и «Монтаж и эксплуатация теплообменных установок».

В 30304-560
051(01)-81 84-81.(Э) 2303040000

ББК.31.36
6П2.2

АРСЕНИЙ МИХАЙЛОВИЧ БАКЛАСТОВ
ВЛАДИМИР АФАНАСЬЕВИЧ ГОРБЕНКО
ПЕТР ГРИГОРЬЕВИЧ УДЫМА

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Редактор Н. В. Калинин
Редактор издательства А. А. Кузнецов
Художественный редактор В. А. Гозак
Технический редактор Г. С. Соловьева
Корректор М. Г. Гулина

ИБ № 2254 «Энергия»

Сдано в набор 23.04.81

Формат 84×108¹/₃₂

Печать высокая

Тираж 16 000 экз.

Подписано в печать 24.09.81

Бумага типографская № 3

Усл. печ. л. 17,64

Заказ 1158

Т-27417

Гарн. шрифта литературная

Уч.-изд. л. 19,75

Цена 90 к.

Энергоиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

© Энергоиздат, 1981

ПРЕДИСЛОВИЕ

В связи с развитием промышленности на базе создания высокопроизводительных установок возросло значение процессов тепло- и массообмена с точки зрения рационального использования теплоэнергетических и сырьевых ресурсов. Важнейшими техническими задачами производства являются интенсификация технологических процессов и экономия сырьевых ресурсов, особенно топлива. Единственный путь для этого — создание технологий и теплотехнологических процессов, при которых весь сырьевой поток и все энергетические ресурсы полностью или с максимальной полнотой используются в производстве полезной продукции. Такие технологические процессы называются безотходной технологией.

Некоторые отрасли промышленности характерны высокими затратами теплоты. Эти затраты в пищевой промышленности составляют до 7 ГДж/тыс. руб., в целлюлозно-бумажной — до 19 ГДж/тыс. руб., а в химической и нефтеперерабатывающей превышают 30 ГДж/тыс. руб. Доля стоимости тепловой энергии в себестоимости готовой продукции, например в производстве этилового спирта, достигает 60%. Современные выпарные станции хлорного производства потребляют пара по 100 т/ч и более. В народном хозяйстве страны на теплопотребление расходуется около трех четвертей всей потребляемой энергии.

Эти обстоятельства требуют нового подхода к аппаратурному оформлению технологических процессов и создания высокоэкономичных теплоиспользующих установок.

Среди технологического оборудования заметное место принадлежит теплообменным, выпарным, перегонным, сушильным и другим теплоиспользующим аппаратам, проектирование которых может быть успешно решено

путем оптимизации и применения эффективных режимов ведения гидродинамических и тепломассообменных процессов.

Первый раздел настоящей книги — «Проектирование тепломассообменных установок» — знакомит читателя с правилами и методами выбора оборудования, используемого в теплоприготовительных и теплотехнологических процессах и установках. В нем изложены методы расчета и последовательность проектирования рекуперативных теплообменников, выпарных установок, контактных и смесительных аппаратов, сушильных и ректификационных устройств и других разделительных агрегатов, даются основы проектирования пароэжекторных и абсорбционных холодильных установок, также являющихся крупными потребителями тепловой энергии, приводятся основы математического моделирования теплотехнологических процессов, методы расчета аппаратов и установок с помощью электронных вычислительных машин.

Во втором разделе книги — «Монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок» — излагаются современные методы изготовления и монтажа теплоиспользующего оборудования, содержатся основные сведения о строительных сооружениях промышленных объектов. Даются также основные сведения по эксплуатации и ремонту тепломассообменного оборудования.

Книга является пособием для студентов при изучении вопросов монтажа и эксплуатации тепломассообменных установок в период прохождения ими производственной практики, а также при проектировании и расчетах теплоиспользующих установок.

В настоящее время более чем в пятидесяти вузах страны проводится подготовка инженеров по специальности «Промышленная теплоэнергетика» (0308). Студенты этой специальности слушают общий базовый курс «Тепломассообменные установки». Данная книга соответствует типовой учебной программе и является основным пособием по этому курсу.

Главы I и IX написаны канд. техн. наук, проф. А. М. Бакластовым, гл. VII — канд. техн. наук В. А. Горбенко, гл. X—XIV — канд. техн. наук, доц. П. Г. Удымой, гл. III и IV — совместно А. М. Бакластовым и В. А. Горбенко, гл. II и V — совместно А. М. Бакластовым, В. А. Горбенко и П. Г. Удымой, гл. VI — совместно

А. М. Бакластовым и канд. техн. наук, доц. О. Л. Даниловым, гл. VIII — П. Г. Удымой.

Авторы выражают глубокую благодарность доктору техн. наук Л. С. Бобе и коллективу кафедры теоретической и промышленной теплотехники Киевского политехнического института, возглавляемому доктором техн. наук, проф. А. Н. Алабовским, за ценные указания и советы при рецензировании рукописи. Авторы выражают признательность также канд. техн. наук, доц. Н. В. Калинин за труд по редактированию книги.

Замечания и предложения по книге авторы просят присылать по адресу: 113114, Москва М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоиздат.

Авторы

Раздел первый

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Глава первая

ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

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

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

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

Твердые теплоносители в виде шариков диаметром 8—12 мм или более мелких зернистых фракций из стали, чугуна, кремнезема, карборунда, каолина, окислов алюминия, магнезия, циркония применяются в высокотемпературных процессах нефтеперерабатывающей, металлургической и других отраслей промышленности для нагрева газов, перегрева водяного пара и паров органических жидкостей до температур 1000—2000°C.

Твердые жаростойкие теплоносители получили применение в теплообменниках с неподвижным, падающим или псевдокипящим слоем.

Жидкие теплоносители очень разнообразны. К ним относятся обычная и тяжелая вода, минеральные

масла, дифенил, дифениловый эфир, дифенильная смесь (часто именуемая даутермом или ВОР), кремнийорганические соединения (силиконы), расплавы металлов, сплавов и солей (ртуть, свинец, литий, калий, натрий, нитрит-нитратная смесь и др.).

Газовые теплоносители нашли применение в технике. К ним относятся следующие теплоносители: воздух, дымовые газы, азот, углекислый газ, двуокись серы, водород, гелий, а также пары воды и других веществ.

При температурах, превышающих 2000°C , применяются ионизированные газы — так называемая низкотемпературная плазма.

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

Свойства теплоносителей многообразны и имеют большое значение при проектировании и организации теплотехнического процесса. Поэтому при выборе теплоносителей следует учитывать наиболее важные их технологические свойства.

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

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

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

Коэффициент теплопроводности теплоносителей λ существенно влияет на коэффициент тепло-

отдачи в теплообменном аппарате. Чем выше коэффициент теплопроводности, тем больше коэффициент теплоотдачи на стороне этого теплоносителя. Поэтому жидкие металлы, обладающие очень высокой теплопроводностью, превосходят по теплоотдаче жидкости и газы.

Теплота парообразования (испарения) r имеет важное значение при теплообмене с фазовыми превращениями — кипением или конденсацией, ее величина определяет расход теплоносителя, а постоянство температуры при фазовом превращении способствует стабильности процесса в аппарате. В табл. 1.1 приведена скрытая теплота при кипении некоторых веществ.

Таблица 1.1. Теплоемкость, теплопроводность и скрытая теплота испарения некоторых теплоносителей

Теплоноситель	c_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	r , кДж/кг
Натрий	1,38	86,5	4200
Ртуть	0,138	10,0	293
Вода	4,19	0,6	2250
Дифенильная смесь	1,67	0,14	288
Хладон-12	0,84	0,79	156
Воздух	1,0	0,0248	197
Азот	1,06	0,21	199

Температура кипения теплоносителя определяет его давление в процессе передачи теплоты. Предпочтителен такой теплоноситель, у которого высокая температура кипения, и с повышением температуры кипения давление насыщения паров возрастает не резко. Малые давления паров в теплообменнике позволяют иметь тонкостенные аппараты и трубопроводы, т. е. облегчают и удешевляют теплообменное устройство, расширяют возможность применения дешевых конструкционных материалов, упрощают поддержание герметичности в установках.

Давление паров некоторых теплоносителей в зависимости от температуры приведено в табл. 1.2.

Температура плавления теплоносителя должна быть низкой, чтобы в условиях окружающей среды теплоноситель не затвердевал и при остановке теплообменника оставался в жидком состоянии. Если же температура плавления теплоносителя превышает 20°C,

Таблица 1.2. Изменение давления теплоносителей от температуры кипения

Теплоноситель	Давление, МПа		
	100°C	200°C	300°C
Этиловый спирт	0,227	2,95	—
Вода	0,101	1,55	8,59
Дифенильная смесь	0,0006	0,0245	0,233
Ртуть	0,0001 (при 118°C)	0,002	0,034

то возможно застывание его до твердого состояния при останове всей технологической системы. Эксплуатация таких систем возможна только при сооружении специальных обогревающих устройств для аппаратов и трубопроводных коммуникаций.

Технический дифенил плавится при 67°C, дифенил-оксид (дифенильный эфир) — при 27°C. В обычных условиях эти вещества мало пригодны как теплоносители. Однако их эвтектическая смесь (73,5% дифенилоксида и 26,5% дифенила), именуемая дифенильной смесью, имеет температуру плавления 12°C, что существенно повышает ее качество как теплоносителя.

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

Разложение теплоносителя может происходить в результате нагрева его до высоких температур и ионизирующего излучения, а также взаимодействия его с кислородом воздуха, водой и с поверхностью конструкционных материалов. В таком случае продукты разложения выпадают на поверхностях теплообмена аппарата и трубопроводах, снижая интенсивность теплообмена и повышая гидравлическое сопротивление канала. При растворении продуктов разложения в теплоносителе происходит изменение физико-химических свойств его, как правило, в сторону их ухудшения (повышение вязкости, снижение температуры кипения и т. д.).

При выборе теплоносителей для определенных технологических условий необходимо учитывать такие фак-

торы и свойства их, как стабильность теплофизических и химических показателей, удобство хранения, транспортабельность, простота заправки в систему и опорожнение ее, пожаро- и взрывобезопасность, токсичность, а также распространенность или простота получения, т. е. экономичность в применении.

1.2. МНОГОКОМПОНЕНТНЫЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

Двухкомпонентные теплоносители. Для интенсификации теплообмена в технологических аппаратах применяются неподвижные насадки из небольших твердых тел, через которые пропускается охлаждаемая или нагреваемая газовая среда. Таким образом, неподвижная насадка является вторым компонентом, участвующим в теплообмене [75].

Искусственно турбулизированный газовый поток способствует повышению теплообмена между газом и насадкой. Как аэродинамика процесса, так и теплообмен в таких аппаратах определяются размером, формой и порозностью насадки, представляющей собой пористую керамику, кусочки кокса, кольца Рашига, различные катализаторы в кусках, таблетках и т. д.

В промышленности получили применение теплообменники, сушильные агрегаты, реакторы и различного рода контактные аппараты с движущейся (падающей или псевдокипящей) твердой насадкой — так называемые запыленные потоки. В запыленных потоках образуется турбулентный пограничный слой, в результате чего интенсифицируется теплообмен при меньших скоростях потока, чем при неподвижной насадке.

Методика расчета аэродинамики и теплообмена в аппаратах с твердой насадкой (с двухкомпонентными теплоносителями) подробно разработана Н. М. Жаворонковым, А. В. Чечеткиным, З. Ф. Чухановым и др. [6, 75].

В производственной практике имеются тепломассообменные процессы и аппараты, в которых применяются трехкомпонентные теплоносители.

В качестве примера приводится реактор с трехкомпонентным запыленным потоком для получения искусственного жидкого топлива путем прямого синтеза водорода и окиси углерода [75]. В нижнюю часть реактора под решетку вводятся газообразные вещества (водород и окись углерода). Находящийся на решетке мелкозернистый катализатор вспучивается и псевдоожигается.

В газовой смеси с псевдоожигенным катализатором протекает активная экзотермическая реакция синтеза паров бензина при интенсивном отводе теплоты. Пары синтетического бензина в контакте с охлаждающей поверхностью реактора конденсируются, а затем при соприкосновении с нагретыми частицами бензина снова испаряются. Таким образом, теплоносителем в реакторе является трехкомпонентный запылённый поток — газы, пары бензина и мелкозернистый катализатор.

В экспериментальных установках применяются трехкомпонентные теплоносители в виде паровоздушной смеси и активированного угля, силикагеля, железоаммиачного катализатора и т. д.

При исследовании таких процессов с трехкомпонентным теплоносителем А. В. Чечеткиным [75] установлено, что в паровоздушном запыленном потоке интенсивность теплообмена возрастает в 2—3 раза по сравнению с сухим запыленным воздушным потоком и в 1,8 раза по сравнению с незапыленным паровоздушным потоком.

Глава вторая

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

2.1. ПРОЕКТНОЕ ЗАДАНИЕ

Основной задачей при проектировании новых, а также совершенствовании существующих тепломассообменных установок является создание высокопроизводительных и экономичных устройств с максимальной интенсификацией технологических процессов. Современное проектирование объекта (системы) включает в себя: постановку задачи, сбор и обработку информации о подобных системах или их элементах, выбор или получение от заказчика исходных данных и условий для работы объектов, анализ процессов, связанных с работой систем, составление физической или математической модели создаваемого или совершенствуемого объекта или системы, исследование этой модели с учетом оптимальных показателей и, как следствие этого, создание новых технологических процессов и схем, конструкций агрегатов, установок и т. д.

Проектирование тепломассообменных установок складывается из трех стадий: составления проектного зада-

ния, разработки технического проекта и выполнения рабочих чертежей. В некоторых случаях стадии проектирования могут совмещаться.

Проектное задание включает в сокращенном виде исходный материал для проектирования, например техническое задание, содержащее принципиальные требования к проекту, основные технологические чертежи, исходные условия и материалы для проектирования (географическая привязка, сырьевая база, источники энергии, экология).

В соответствии с проектным заданием проектируемый объект должен отвечать определенным технологическим, экономическим и экологическим требованиям. По технологическим требованиям объект должен полностью соответствовать технологии процесса, рабочим схемам и чертежам, а также техническим условиям для выпуска заданной продукции. По экономическим требованиям сооружение объекта должно вестись с малыми затратами труда и с минимальными издержками производства. Сооружаемая установка не должна иметь вредных газовых, жидких и твердых выбросов. Все побочные продукты и вещества должны по возможности использоваться в проектируемом или смежном производстве.

Проектное задание наиболее полноценно, если в его составлении принимают участие специалисты различного профиля, знакомые с современными аналогичными объектами и с общим направлением проектирования.

2.2. ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ УСТАНОВКИ

В техническом проекте дается окончательное техническое решение вопросов, поставленных в проектном задании, включающее следующие основные элементы:

принципиальные схемы технологического процесса, основные исходные технологические и энергетические параметры и схемы управления, контроля и автоматизации объекта;

чертежи общих видов основных технологических агрегатов и нестандартного вспомогательного оборудования;

чертежи и схемы оборудования для очистки и переработки газообразных, жидких и твердых выбросов основного производства и использования вторичных энергоресурсов;

компоновочные и строительные чертежи с необходимым количеством планов на различных отметках по высоте здания;

развернутые схемы энерго-, водо-, воздухо- и газоснабжения;

спецификация на все серийное и стандартное вспомогательное оборудование, контрольно-измерительные приборы и элементы схемы автоматизации и защиты;

перечень особых требований по технике безопасности, противопожарной, грозовой, паводковой и других видов защиты объекта;

сметы на оборудование, монтаж и наладку;

сметы на пробную эксплуатацию смонтированного оборудования;

пояснительную записку.

На основании технического проекта заказывается основное и вспомогательное оборудование, приборы контроля и автоматического регулирования и определяется объем затрат на реализацию проекта.

После рассмотрения специалистами и утверждения технического проекта приступают к выполнению рабочего проекта и рабочих чертежей, составляют спецификации на строительные материалы, трубы, арматуру, кабели, монтажное оборудование и инструменты, вспомогательные материалы и средства механизации.

Комплект рабочих чертежей состоит из следующих частей:

чертежей транспортных, энергетических и канализационных коммуникаций;

строительных и монтажных чертежей;

чертежей основного оборудования в сборе со всеми коммуникационными трубопроводами, лестницами и площадками обслуживания и стационарными подъемно-транспортными устройствами;

чертежей узлов и отдельных элементов оборудования;

чертежей монтажно-коммуникационных систем щитов, пультов управления и установки приборов контроля и регулирования;

чертежей очистных сооружений и других специальных конструкций.

При изготовлении рабочих чертежей следует широко применять разработанные проектными организациями типовые чертежи и только в виде исключения выпол-

нять специальные рабочие чертежи. Все рабочие чертежи должны иметь размеры узлов и деталей, а также спецификации, содержащие конструкционные материалы и их массы.

Компоновку и размещение оборудования чаще всего выполняют на площадках многоэтажного помещения. В этом случае сокращаются трассы трубопроводов и коммуникаций, уменьшаются капитальные затраты на сооружение здания. Однако усложняется транспортировка сырья и материалов, требуется установка дополнительных насосов, подъемников и других вспомогательных сооружений.

Производственные помещения, где наблюдается большое выделение теплоты в результате работы теплоиспользующего оборудования, необходимо проектировать в виде здания шатрового типа.

Оборудование, расположенное на открытой площадке, должно иметь защитные устройства в виде навесов, кожухов и других устройств для защиты от солнечной радиации, атмосферных осадков, ветра и пыли. Необходимо стремиться к минимальному количеству разъёмных соединений в нем, отдавая предпочтение цельносварным конструкциям. Для сосудов и трубопроводов с легкозастывающими продуктами необходимо предусматривать надежные системы обогрева. Питание аппаратов жидкостями и водой должно осуществляться по коротким трассам трубопроводов, имеющих уклоны для быстрого слива. Оборудование также должно иметь дистанционное управление, с тем чтобы свести до минимума работу обслуживающего персонала.

В зависимости от схемы производства и особенностей работы оборудования компоновка и размещение тепло-массообменных установок могут осуществляться на этажерках, выполненных из железобетонных элементов.

Для переработки взрыво- и пожароопасных веществ и особенно нефтепродуктов оборудование рекомендует-ся размещать на открытых площадках, оснащенных противопожарными и противовзрывными устройствами.

2.3. МАКЕТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

В последние годы получил распространение объемно-планировочный (макетный) метод проектирования производственных объектов. Проектирование объемным методом осуществляется путем создания масштабного ма-

кета, состоящего из здания со всеми строительными элементами, оборудования, трубопроводов и других сооружений, определяющих их пространственное расположение, технологическую связь, т. е. имитирующих всю производственную обстановку на проектируемом объекте.

Благодаря наглядности и объемности при макетном способе проектирования быстро и рационально решается задача размещения оборудования и трубопроводов, внутризаводского и цехового транспорта, освещения и вентиляции, пожарной безопасности и охраны труда в производственном помещении.

Макет выполняется в масштабах 1 : 25, 1 : 50, 1 : 100. Сборку макета объекта ведут из пластмассовых кассетных элементов здания, типового оборудования, трубопроводов и др.

При макетном проектировании можно выбрать наиболее целесообразный вариант компоновки оборудования, не прибегая к вычерчиванию всех вариантов на бумаге. Это экономит время и позволяет глубоко анализировать достоинства и недостатки различных вариантов размещения оборудования. Фиксацию расположения оборудования осуществляют фотографированием модели, после чего модель разбирают для создания очередного варианта компоновки и монтажа.

В макетных мастерских для более легкого манипулирования имеются металлические доски с нанесенной на их поверхности сеткой строительных размеров помещения, что позволяет размещение оборудования вести с учетом требований строительных норм и правил. Устойчивое закрепление кассет на доске достигается магнитами. Макетирование трубопроводов ведется стальной, медной и алюминиевой проволокой или трубками диаметром от 2 до 24 мм.

При макетном проектировании сокращается время проектирования, снижается стоимость технического проекта, уменьшается объем проектной документации, возможны выбор лучшего варианта расположения оборудования и трассировки трубопроводов и заблаговременная разработка последовательности строительно-монтажных работ, т. е. сокращаются сроки строительства объекта.

Наличие макета на строительной площадке позволяет уточнять инженерные решения по ходу монтажных

работ и избегать ошибок или отклонений от проекта. На макете большого масштаба можно организовать техническое обучение обслуживающего персонала в процессе строительства объекта и тем самым содействовать быстрейшему пуску и вводу его в эксплуатацию.

2.4. ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время при проектировании объектов и систем для изучения процессов, происходящих в них, применяется метод моделирования. При использовании метода моделирования, объединяющего теоретические и экспериментальные исследования, повышается эффективность проектируемых установок. Применение метода моделирования целесообразно в тех случаях, когда затруднительно или невозможно дать полное аналитическое решение конкретной задачи, когда возможно создание модели, исследование на которой проще и целесообразнее, или ведется такое проектирование, в ходе которого меняются условия поставленной задачи (например, нахождение оптимума, сравнение вариантов и т. д.), а это связано с большими затратами времени и ресурсов.

Наибольшее применение в теплотехнических расчетах и исследованиях нашли следующие методы моделирования: физическое, математическое и кибернетическое.

Физическое моделирование имеет в основе одинаковую физическую природу соответственных величин оригинала и модели. При этом, для того чтобы по данным, полученным на модели, судить о поведении объекта в натуре, необходимо предварительно доказать, что натура и модель подобны, подчиняются одним и тем же физическим законам и описываются одинаковыми математическими зависимостями.

Математическое моделирование является методом описания процессов с количественной и качественной сторон с помощью математических моделей. При построении математической модели реальное явление упрощается — схематизируется, а полученная схема описывается в зависимости от сложности явления с помощью математического аппарата.

Кибернетическое моделирование включает в себя как математическое, так и физическое моделирование и характеризуется большим разнообразием приемов. В основу его положены функциональный и структурный подходы к построению моделей. Средствами математического и кибернетического моделирования являются вычислительные машины и устройства [68].

Все вычислительные машины можно классифицировать по двум основным признакам — методу решения задач и форме представления обрабатываемой информа-

дин [78]. В зависимости от метода решения задач различают вычислительные машины с аналоговым методом решения (АВМ), с программно-управляемым (ЦВМ), и комбинированным (КВМ), объединяющим оба эти метода. При проектировании и исследовании тепломассообменных установок наибольшее применение нашли машины типа ЭВМ и ЦВМ.

До начала решения задачи необходимо оценить необходимость постановки ее решения на машине. По своему содержанию на аналоговых ЭВМ могут решаться задачи любого типа: экономические, физические, инженерные, промышленные и т. д. Возможности АВМ накладывают ограничение на тип и способ описания математической модели.

Исходными данными для аналоговой вычислительной машины являются дифференциальные уравнения, описывающие рассматриваемый процесс. Для набора дифференциальных уравнений на аналоговых ЭВМ необходимо провести ряд подготовительных операций: составить структурную схему соединения решающих элементов согласно решаемому уравнению; выбрать масштабы представления переменных величин и времени, рассчитать параметры модели по коэффициентам исходных уравнений и выбранным значениям масштабов, определить начальные условия и возмущения модели в физических величинах, которые в АВМ будут представлять исходные переменные задачи.

Структурная схема для набора характеризуется максимальной детализацией: в ней указываются все основные вычислительные элементы, в том числе элементы входных цепей и цепей обратной связи решающих усилителей; в структурной схеме должны быть четко обозначены все основные связи и операционные блоки, участвующие в решении задачи. Основные операционные блоки и их характеристики приведены на рис. 2.1.

Масштабы представления переменных выбираются на основании фактических данных об исследуемом процессе с соблюдением условия минимальной погрешности решения задачи. Независимая переменная уравнения в аналоговых ЭВМ представляется временем. Масштаб времени выбирается, исходя из постановки задачи и требования наилучших условий работы модели. На аналоговой ЭВМ можно работать в натуральном, укороченном или растянутом масштабах времени.

При подготовке уравнений к решению важно помнить, что любая аналоговая ЭВМ производит математические операции не с исходными величинами, входящими в уравнения и описывающими реальную физическую систему, а с электрическими (аналоговыми) величинами, заменяющими исходные величины; такой электрической величиной является напряжение постоянного тока.

Переменные физической системы уравнений могут меняться в широких пределах, а напряжения, представляющие эти переменные, меняются в определенных пределах (например, от -100 до $+100$ В). Таким образом, возникает необходимость масштабирования исходной физической переменной.

Масштаб физической переменной N , В/единица измерения, выбирается следующим образом:

$$N = U_{\text{макс}} / A_{\text{макс}}, \quad (2.1)$$

где $U_{\text{макс}}$ — максимальное допустимое машинное напряжение, В; $A_{\text{макс}}$ — предполагаемое максимальное значение физической переменной, единица измерения.

Далее производится набор схемы, проверка ее и регистрация решения.

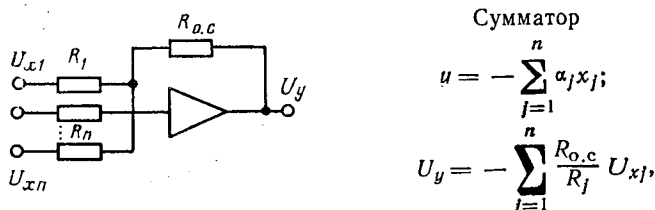
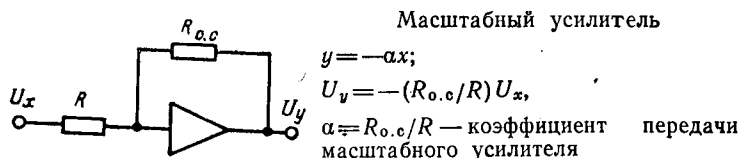
Порядок решения состоит из следующих этапов:

постановка задачи — формулировка модели процесса;

математическая формулировка задачи — составление

математического описания;

выбор численных методов решения уравнений;



$\alpha_j = R_{0.c}/R_j$ — коэффициент передачи сумматора по j -му входу

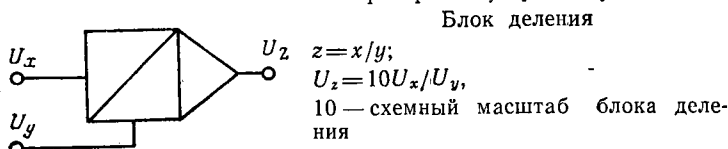
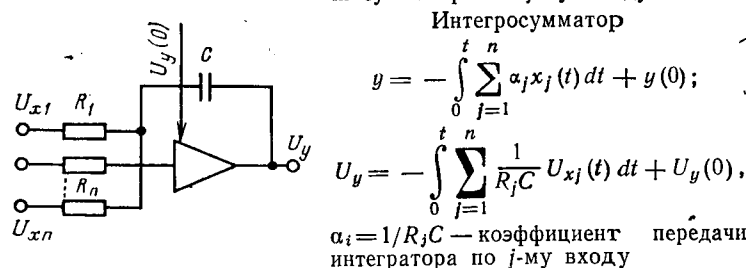


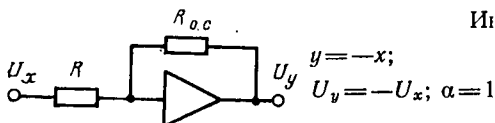
Рис. 2.1. Условные обозначения операционных блоков и математи-
 U_x, U_y, U_z, x, y, z — входящие и выходящие величины в машинном

разработка общего алгоритма;
 программирование;
 выявление ошибок (отладка программы);
 решение.

Математическое описание процесса зависит от степени изученности отдельных составляющих элементов и степени их взаимосвязи.

После выбора метода решения задачи составляется описание алгоритма. Основными требованиями к форме записи алгоритма являются его наглядность, компактность и выразительность. На практике обычно используются два способа описания алгоритмов: графический и операторный.

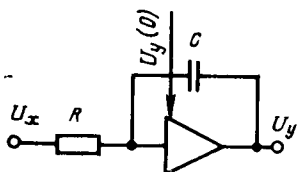
Графический способ основан на представлении отдельных элементов алгоритма графическими символами, а всего алгоритма —



Инвертор

$$y = -x;$$

$$U_y = -U_x; \alpha = 1$$

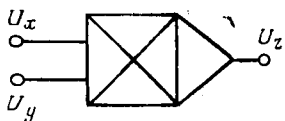


Интегратор

$$y = \int_0^t \alpha_j x_j(t) dt + y(0);$$

$$U_y = - \int_0^t \frac{1}{RC} U_x(t) dt + U_y(0),$$

$\alpha = 1/RC$ — коэффициент передачи интегратора

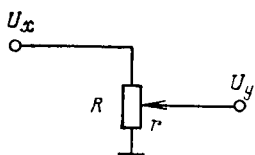


Блок перемножения

$$z = xy;$$

$$U_z = U_x U_y / 100,$$

1/100 — схемный масштаб блока перемножения



Потенциометр

$$y = \beta x;$$

$$U = (r/R) U_x,$$

$\beta = r/R$ — коэффициент передачи потенциометра

$$0 \leq \beta \leq 1$$

ческие выражения, которые они реализуют.
 и натуральном измерении.

в виде блок-схемы. Графическое изображение элементов блок-схем приведено на рис. 2.2.

При операторном способе для описания алгоритма используются специальные элементы — операторы и знаки для обозначения изменений в последовательности выполнения операторов.

Процесс подготовки алгоритма к его реализации, т. е. программирование, заключается в том, что разрабатываются специальные языки записи алгоритмов решения, понятные человеку и машине. Алгоритм задачи, записанный с помощью обычного языка и алгебраических формул, наносится на перфоленгу и вводится в память машины.

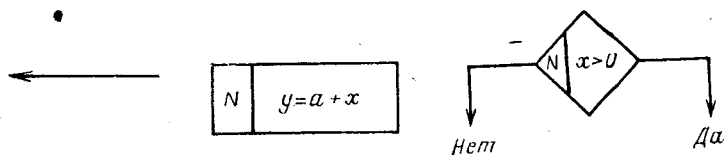


Рис. 2.2. Графическое изображение элементов блок-схемы.

Все ошибки, допускаемые в процессе подготовки и решения задачи, можно свести к следующим: ошибки в алгоритме, ошибки программирования, ошибки при подготовке информации (ошибки, допущенные при перенесении программы и исходных данных на носитель информации), ошибки вычислительной машины.

Основным правилом, используемым при отладке программ, является локализация ошибки. Программа разбивается на отдельные участки; после отладки одной части программы переходят к отладке другой ее части.

Оптимизация как существующих, так и проектируемых систем и аппаратов может характеризоваться критериями оптимизации, которые в зависимости от поставленной задачи могут выражаться или функцией, или конкретной величиной. Когда строится новая модель системы, объекта или аппарата, критерий оптимизации целесообразно выражать функцией. Если производится совершенствование (модернизация) системы, объекта или аппарата, лучше использовать конкретные величины.

Критерии оптимизации используются для оценки количественных и качественных показателей проектируемого объекта. При этом важно, чтобы выбранные критерии оптимизации являлись главными показателями процесса проектирования объекта. Наиболее распространенными критериями оптимизации являются экономические критерии: минимум приведенных затрат и себестоимости, максимум прибыли, рентабельность. При решении

специальных задач основные критерии выбираются по условиям поставленной задачи.

При решении теплотехнических задач оптимизации наиболее типовыми являются ограничения: по количеству или качеству продукции, по экономическим, конъюнктурным или технологическим соображениям, по соображениям экологии, охраны труда, санитарным требованиям и т. д.

Формулировка задачи оптимизации согласно [20] сводится к следующему:

выбор критерия оптимальности $k_{\text{опт}}$;

наложение ограничений;

нахождение зависимости $k_{\text{опт}}$ от входных параметров, определяемых математическим описанием процесса:

$$k_{\text{опт}} = k_{\text{опт}}(x_1, x_2, x_3, \dots, x_m); \quad (2.2)$$

анализ зависимости (2.2) для определения того, какие из x_i целесообразно отнести к числу оптимизирующих воздействий.

Уравнение (2.2) приобретает вид:

$$k_{\text{опт}} = k_{\text{опт}}(x_1, x_2, \dots, x_i, x_{i+1}, \dots, x_m), \quad (2.3)$$

где первые i факторов (оптимизирующие воздействия) в дальнейшем рассматриваются как переменные, а остальные — как фиксированные, причем их можно также рассматривать как ограничения;

окончательная формулировка задачи: найти значения оптимизирующих факторов $x_1, x_2, x_3, \dots, x_i$, соответствующие экстремальному значению функции (2.2) при соблюдении наложенных ограничений; решение этой задачи составляет содержание математической теории оптимизации.

Критерий оптимальности должен быть единственной величиной (числом или функцией), которая наиболее полно соответствует поставленной задаче, так как при решении единственной задачи нельзя обеспечить одновременно максимум и минимум величины или функции при различных значениях рассматриваемых параметров.

Критериями оптимизации тепломассообменных установок могут быть конструктивные (площадь или поверх-

ность тепло- и массообмена, общая масса или объем аппаратов, конструкционные материалы), термодинамические (к. п. д., теплогидродинамический критерий) или экономические показатели (критерий приведенных затрат и др.).

2.5. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

При проектировании тепломассообменных установок используются зависимости, являющиеся количественной связью между характеристиками аппарата и влияющие на его теплофизические свойства. Как правило, наиболее важными являются математическое описание тепломассообменных процессов и составление на основании этого математической модели установки.

Математическое описание тепломассообменного процесса, составляющее структуру модели, разрабатывается исходя из целевой направленности его и задач исследования с учетом требуемой точности и достоверности желаемых результатов.

Математическое описание обычно представляют в виде системы конечных или дифференциальных уравнений. При этом необходимо соблюдать следующие правила [71]:

- уравнений должно быть столько (не больше и не меньше), сколько имеется неизвестных величин, определяющих поведение физической системы;

- любое уравнение может быть решено относительно какой-то неизвестной величины в том случае, когда остальные входящие в него неизвестные величины получены из других уравнений;

- каждое уравнение решается относительно наиболее значимой из входящих в него переменных; при ее выборе следует руководствоваться физическими аспектами задачи.

При составлении математической модели для тепломассообменной установки наиболее часто встречаются следующие группы уравнений [25]:

- уравнение баланса масс и энергии;

- уравнение описания ожидаемых в объектах процессов;

уравнение теоретических или эмпирических соотношений между параметрами процесса;

уравнение ограничения на параметры процесса.

При отсутствии или ограниченном количестве теоретических сведений об объекте уравнения могут представлять систему эмпирических зависимостей, полученных в результате статических обследований действующих объектов. Такие модели носят название статических и имеют вид соотношений между входными и выходными параметрами объекта. В отличие от статических математические модели, построенные с учетом основных закономерностей процессов, протекающих в установках, более правильно характеризуют его и позволяют изучать более общие свойства объекта.

При выборе модели необходимо руководствоваться следующими правилами:

модель должна наиболее полно отражать характер потоков вещества и энергии при простом математическом описании;

параметры модели могут быть определены экспериментальными, расчетными и другими способами;

при многофазных процессах модели выбираются для каждой из фаз, при этом модели могут быть одинаковыми или различными;

с достаточной для практики точностью все процессы теплообмена могут быть описаны моделями с сосредоточенными параметрами и моделями с распределенными параметрами.

Необходимо иметь в виду, что с изменением режимов рассматриваемых процессов могут изменяться виды моделей. Тип математической модели существенно влияет на вид уравнений, используемых для построения математического описания.

Глава третья

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ АППАРАТЫ И УСТАНОВКИ

3.1. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

По конструкции и форме поверхности рекуперативные теплообменники разнообразны. В последние годы они получили интенсивное развитие на основе применения новых методов сварки, штамповки и прокатки. Описание конструкций рекуперативных аппаратов типа

цилиндр в цилиндре, трубчатых змеевиковых и с прямыми трубами, секционных, пластинчатых с оребрением, компактных подробно изложено в [9, 39, 45].

Кожухотрубчатые теплообменники в настоящее время являются самыми распространенными аппаратами в промышленности. Теплопередающая поверхность аппаратов может составлять от нескольких

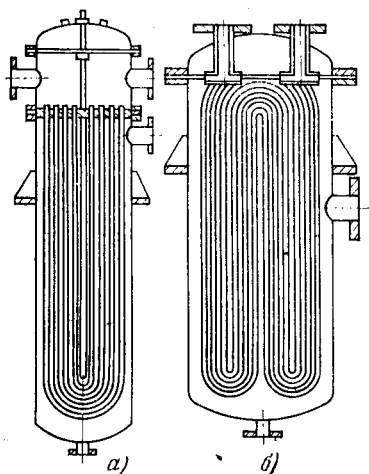


Рис. 3.1. Трубчатые теплообменники.

а — с U-образными трубами; б — с W-образными трубами.

сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров. Так, конденсатор современной паровой турбины мощностью 300 МВт имеет более 20 тыс. труб с общей поверхностью теплообмена около 15 400 м². Трубчатые элементы кожухотрубчатых аппаратов изготавливают из прямых или изогнутых труб наружным диаметром от 12 до 57 мм.

В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2—3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому

при равных расходах теплоносителей с одинаковым фазовым состоянием коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает общий коэффициент теплопередачи в аппарате. Устройство перегородок в межтрубном пространстве способствует увеличению скорости теплоносителя и повышению эффективности теплообмена.

В настоящее время разработаны образцы кожухотрубчатых теплообменников с продольно-оребрёнными трубами и с поперечно-накатными низкими ребрами на трубах. Эти конструкции обеспечивают высокую тепловую эффективность аппарата при рабочих средах с различными физическими свойствами.

В парожидкостных теплообменниках пар конденсируется обычно в межтрубном простран-

ве, а жидкость течет в трубах. Разность температур стенок корпуса и труб в этих теплообменниках бывает значительной. Для компенсации разности тепловых удлинений между кожухом и трубами устанавливаются линзовые, сальниковые, сильфонные или мембранные компенсаторы. Напряжения в металле, обусловленные тепловыми удлинениями, устраняются также при изготовлении однокамерных теплообменников с гнутыми U- и W-образными трубами (рис. 3.1).

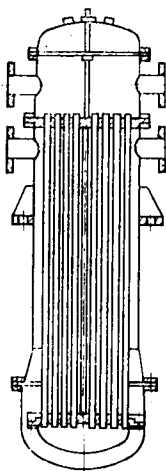


Рис. 3.2. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей камерой.

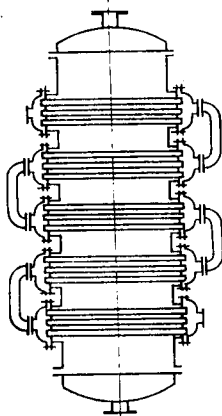


Рис. 3.3. Теплообменник с поперечным током.

Более совершенна конструкция теплообменника с жестким креплением одной трубной решетки и свободным перемещением второй решетки вместе с внутренней крышкой трубной системы (рис. 3.2). Эти аппараты получили название теплообменников с плавающей камерой.

Теплообменники с поперечным током (рис. 3.3) отличаются повышенным коэффициентом теплоотдачи на наружной поверхности труб вследствие того, что теплоноситель движется поперек трубного пучка и имеет относительно повышенную скорость.

Винтовые теплообменники на тепловых электрических станциях получили распространение для нагрева воды паром (рис. 3.4).

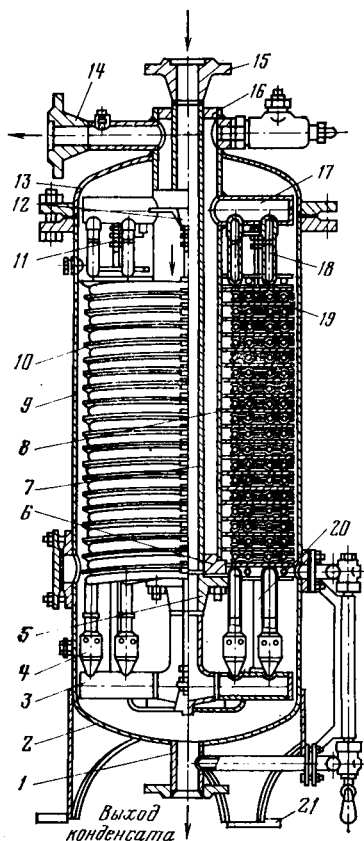


Рис. 3.4. Винтовой подогреватель.

1 — патрубок для отвода конденсата; 2 — днище; 3 — нижние коллекторы; 4 — ниппельные соединения; 5 — фланец; 6 — донышко; 7, 8 — концентрические трубы; 9 — корпус; 10 — разборные винтовые перегородки; 11 — анкерные тяги; 12 — опоры; 13 — крышка; 14 — патрубок для входа воды; 15 — патрубок для выхода воды; 16 — донышко; 17 — верхние коллекторы; 18 — дистанционные трубы; 19 — хомутик трубы; 20 — дистанционные трубы; 21 — опорные лапы.

коэффициент теплоотдачи мал (рис. 3.5).

В настоящее время получили широкое распространение биметаллические трубы с оребрением (рис. 3.5, в). На внутреннюю гладкую стальную трубу надевается

Нагреваемая вода поднимается по нескольким параллельно включенным змеевикам, а пар идет противотоком по спиральному каналу, образованному винтовыми перегородками. Оба теплоносителя движутся с большой скоростью, благодаря чему достигается интенсификация теплообмена.

Ребристые трубчатые теплообменники наиболее эффективны в условиях, когда коэффициенты теплоотдачи по обеим сторонам стенки значительно различаются. При охлаждении, например, горячего воздуха холодной водой коэффициент теплоотдачи от горячего воздуха к стенке не превышает $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в то время как от стенки к охлаждающей воде он составляет $1000\text{—}3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Улучшение условий теплопередачи достигается искусственным увеличением поверхности теплообмена путем насаживания на трубы пластин или изготовлением монолитных с телом трубы ребер, выступов или игл на той стороне стенки, где

труба из сплава алюминия, затем на ее наружной поверхности накатываются ребра. Накатка ребер увеличивает поверхность теплообмена и усиливает контакт между поверхностями труб.

Пучок ребристых труб можно получить путем продвигания их через большое число параллельных пластин, образующих дополнительную поверхность теплоотдачи. Для таких пучков могут быть использованы как круглые, так и плоские трубы с коридорным или шахматным расположением (рис. 3.5, д).

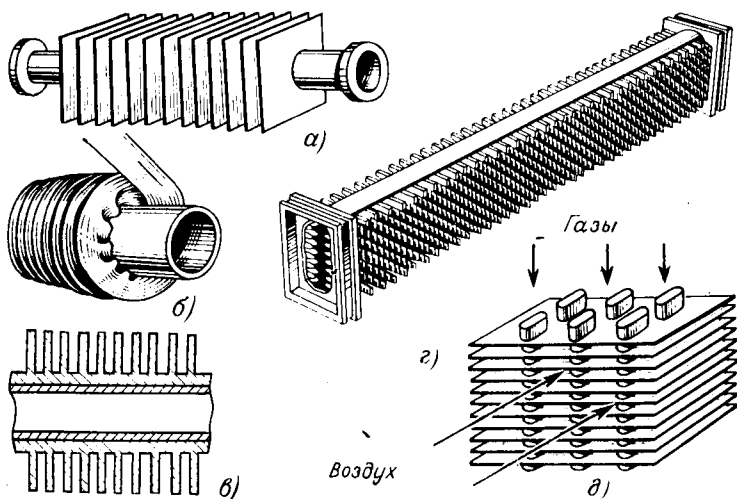


Рис. 3.5. Трубы для ребристых теплообменников.

а — труба с прямоугольными насаженными ребрами; б — труба с ребрами из навитой ленты; в — биметаллическая труба с накатанными ребрами; г — чугунная труба с двусторонним игольчатым оребрением; д — овальные трубы с насаженными пластинами.

Пластинчатые теплообменники [33] нашли применение для теплоносителей с близкими по значению коэффициентами теплоотдачи. Как правило, они просты в изготовлении, имеют меньшие расход металла и гидросопротивление. Гладкопластинчатые теплообменные аппараты изготавливаются из тонких гладких металлических листов в виде многослойных пакетов.

Штампованные пластинчатые теплообменники (рис. 3.6, б), выполненные из гофрированных методом

штамповки листов, сохраняют преимущества обычных пластинчатых аппаратов, но пригодны для работы с теплоносителями при давлении 1,5 МПа и более.

Спиральные теплообменники (рис. 3.6,а) изготавливаются также из гладких металлических листов, но значительно большей толщины (до 8 мм) и предназначены для подогрева или охлаждения жидкостей и газов с давлением до 1,0 МПа, могут работать как при противотоке, так и при прямотоке, без изменения и с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей.

Спиральные теплообменники почти в 2 раза компактнее обычных кожухотрубчатых теплообменников, и их масса относительно невелика; при малых гидравлических сопротивлениях в них достигается высокий коэффициент теплопередачи.

Прокатно-сварные теплообменники представляют собой разновидность пластинчатых и сходны со штампованными аппаратами (рис. 3.6,б). Система каналов для протекания одного из теплоносителей (обычно жидкого) образуется между двумя металлическими листами, сваренными между собой в процессе холодной или горячей прокатки. Прокатно-сварные теплообменники нашли применение для изготовления испарителей к бытовым холодильникам и для других целей; они выгодно отличаются от других поверхностных теплообменников невысокой стоимостью, простотой изготовления. Замена меди и нержавеющей стали сплавом алюминия делает такие аппараты особо перспективными.

Пакетные разборные теплообменники удобны в эксплуатации, доступны для чистки и выполняются из тонких гофрированных пластин с промежуточными прокладками (рис. 3.6,г).

Посредством специальных стяжных устройств прокладки обеспечивают герметичное соединение пластин. Пластины герметизируются тремя прокладками. Большая профилированная прокладка ограничивает пространство, в котором движется первый теплоноситель; две малые прокладки герметизируют отверстия, через которые течет второй теплоноситель. Малый зазор между пластинами обеспечивает высокие скорости движения и высокие (до 4000 Вт/(м²·К)) коэффициенты теплопередачи при сравнительно малых гидравлических сопротивлениях.

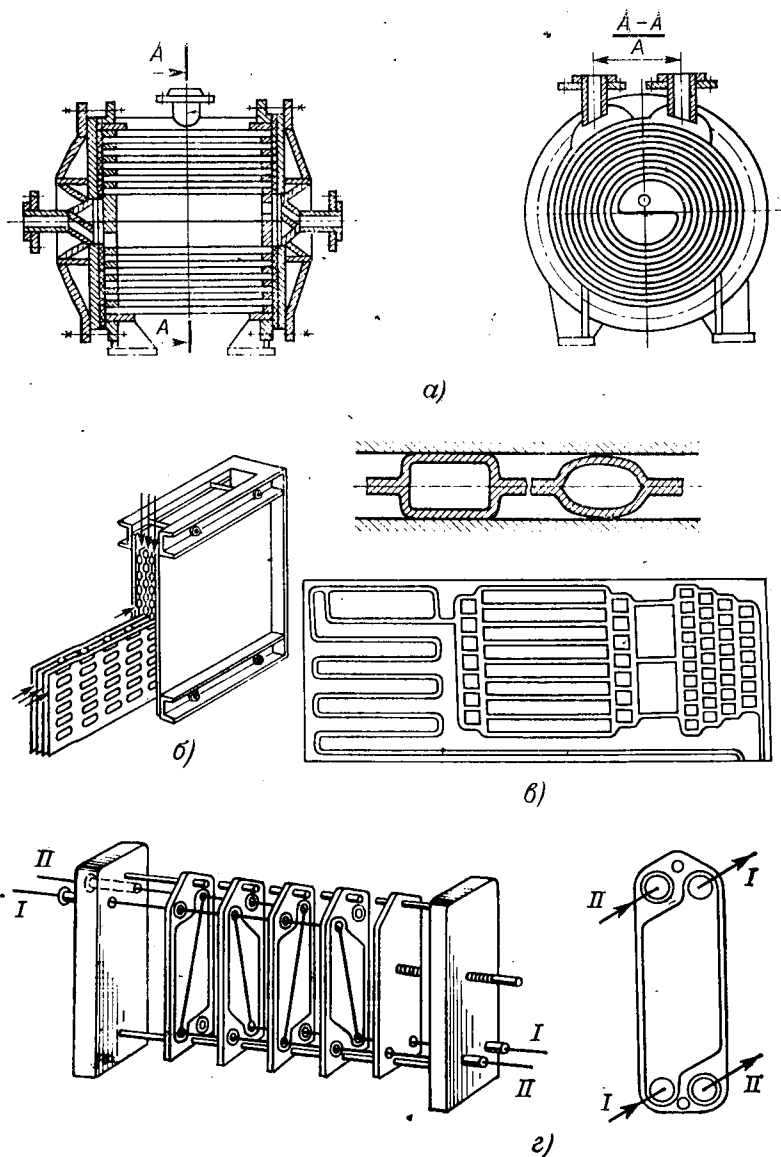


Рис. 3.6. Принципиальные конструкции пластинчатых теплообменников.

а — спиральный; б — пластинчатый штампованный; в — прокатно-сварной; г — накатный разборный.

Компактные пластинчатые теплообменники (рис. 3.7) разработаны в связи с необходимостью уменьшения габаритов и массы аппаратов, применяемых в транспортных газотурбинных и холодильных установках. Конструктивное оформление таких аппаратов можно представить по эскизам. Теплообменники чаще всего изготовляют из сплавов алюминия или меди. Рабочее давление теплоносителей в компактных пластинчатых теплообменниках может достигать 2 МПа и более.

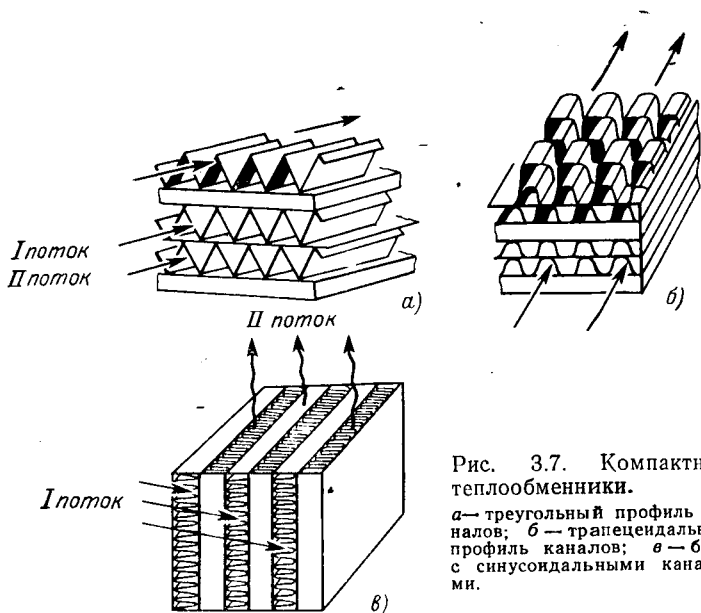


Рис. 3.7. Компактные теплообменники.

а — треугольный профиль каналов; б — трапецидальный профиль каналов; в — блок с синусоидальными каналами.

В последние годы для нужд химической промышленности начали изготавливать аппараты из листовых, блочных и других прессованных пластических материалов. Изделия из термореактивных листов, например из фаолита, формуют, затем отверждают термической обработкой [39] при 100—160°C.

Среди неметаллических материалов для теплообменных аппаратов нашел применение фторопласт-4. Трубы из него можно применять для концентрированных кислот, щелочей и солей при температурах от —20 до +200°C и давлениях до 1,5 МПа. Жидкости не смачива-

ют фторопласт-4, что исключает отложение загрязнений на поверхности труб и способствует стабильности теплообмена. Такие аппараты на порядок и более легче и в 5—10 раз компактнее металлических.

3.2. КОНСТРУКТИВНЫЙ И ПОВЕРОЧНЫЙ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Общие рекомендации по выполнению расчетов

Перед началом проектирования необходимо уточнить исходные данные и содержание задания, изучить условия эксплуатации и сметные возможности по капитальным затратам и на основании проведенного анализа выбрать принципиальную конструкцию будущего аппарата.

Для расчета предпочтительнее пользоваться теоретическими формулами, приведенными к инженерному виду, а не эмпирическими, пригодными только для определенных условий. Сложный и ответственный расчет должен сопровождаться, а еще лучше предваряться грубой прикидочной оценкой порядка искомой величины. Наиболее часто ошибки в расчетах являются следствием неверных предпосылок, отклонений метода расчета от действительного хода описываемого процесса, ошибок в размерностях физических величин и неправильных отсчетов знаков на счетных инструментах.

При проектировании аппарата расчет и конструирование одинаково важны, поэтому не следует переоценивать значение расчета и недооценивать значение конструирования. Широкое использование стандартов, технических условий (ТУ) и нормалей ускоряет и удешевляет проектирование, изготовление и эксплуатацию оборудования. Все применяемые в проекте единицы измерения должны соответствовать Международной системе единиц СИ.

Стоимость проектирования составляет незначительную часть стоимости самого оборудования. Поэтому не следует ограничивать совершенствование агрегата при проектировании.

Чертежи следует оформлять в строгом соответствии с «Единой системой конструкторской документации» (ЕСКД) и ГОСТ. Чертить нужно лаконично, не проставлять лишних размеров и не вычерчивать лишних проекций,

Задача конструктивного расчета состоит в определении при номинальном режиме и заданной тепловой производительности геометрических размеров теплообменника. Длительный опыт проектирования теплообменников позволил рекомендовать следующую последовательность в проведении теплового и конструктивного расчетов рекуперативных теплообменных аппаратов (предлагаемая последовательность может быть положена в основу выбора, проектирования, составления программы и расчета на ЭВМ также и других типов теплообменников):

1. Уточняют технологическую и тепловую схемы, в которых одним из элементов является рассматриваемый теплообменный аппарат.

2. Оценивают величину продувок, дренажей, сливов, проб и других потерь и составляют схемы тепловых и материальных потоков для рассчитываемого аппарата.

3. Составляют тепловой баланс аппарата [9, 39], после которого уточняют теплопроизводительность, расходы, начальные и конечные температуры теплоносителей, их физико-химические свойства, токсичность и агрессивность по отношению к конструкционным материалам.

4. Определяют сообразно с технологическими свойствами теплоносителей конструкцию теплообменника, а по химической агрессивности выбирают конструкционные материалы для его изготовления.

5. Выбирают в зависимости от свойств и температуры теплоносителей, степени рекуперации теплоты и конструктивной схемы теплообменника направление относительного тока обменивающихся теплотой веществ. Противоточное движение теплоносителей всегда должно быть наиболее желательным при проектировании нового теплообменника, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению теплопроизводительности Q или уменьшению рабочей поверхности аппарата F .

Если по технологическим, конструктивным или компоновочным соображениям направить теплоносители противотоком невозможно, необходимо стремиться к многоперекрестному току с обменом теплотой на общем противоточном принципе. Направление тока теплоносителей не имеет существенного значения в теплообменниках с изменением агрегатного состояния хотя бы одного из двух теплоносителей.

Направление тока теплоносителей оказывает влияние не только на общую теплопроизводительность аппарата Q , но и на изменение температур теплоносителей Δt_1 и Δt_2 , а увеличение перепадов температуры при неизменной теплопроизводительности приводит к уменьшению расходов теплоносителей G_1 и G_2 и затрат на энергию для их транспортировки.

В решении вопроса выбора тока теплоносителя относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб следует руководствоваться следующим правилом [12]: при отношении $Nu/Pr^{0.4} > 58$ выгоднее продольное, а при $Nu/Pr^{0.4} < 58$ — поперечное омывание.

6. Определяют среднюю разность температур теплоносителей $\Delta t_{ср}$ [39].

7. На основе опыта или с помощью справочников по теплопередаче ориентировочно оценивают значения коэффициентов теплоотдачи для теплоносителей как от горячего к стенке (α_1), так и от стенки к холодному (α_2). Можно пользоваться следующими средними значениями [51]:

а) ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К),

При нагревании и охлаждении воздуха . . .	1—50
При нагревании и охлаждении перегретого пара	20—100
При нагревании и охлаждении масел . . .	200—1500
При нагревании и охлаждении воды . . .	500—10 000
При кипении воды	500—45 000
При пленочной конденсации водяных паров	4000—15 000
При капельной конденсации водяных паров	40 000—120 000
При конденсации органических паров . . .	500—2000

б) ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·К),

При теплопередаче от газа к газу	25
При теплопередаче от газа к воде	50
При теплопередаче от керосина к воде	300
При теплопередаче от воды к воде	1000
При теплопередаче от конденсирующихся паров к воде	2500
При теплопередаче от конденсирующихся паров к маслам	300
При теплопередаче от конденсирующихся паров к кипящему маслу	500

8. Определяют термическое сопротивление поверхности теплообмена вместе с загрязнениями на обеих ее

сторонах:

$$\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \sum \frac{\delta_{\text{заг}}}{\lambda_{\text{заг}}} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{заг}},$$

где δ — толщина каждого слоя, составляющего стенку, м; λ — коэффициент теплопроводности материала каждого слоя, Вт/(м·К):

Материал	Теплопроводность λ , Вт/(м·К)	Материал	Теплопроводность λ , Вт/(м·К)
Гипс	0,28	Алюминий	203
Копоть ламповая	0,03	Латунь	85,5
Лед	2,26	Медь	384
Мел	0,93	Никель	58
Накипь котельная	1,3—3,1	Сталь	45,4
Песок влажный	1,13	Нержавеющая сталь	16,0—27,6
Песок сухой	0,33	Чугун	62,8

9. С учетом загрязненности поверхности определяют ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k :

для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}}; \quad (3.1)$$

для цилиндрической стенки

$$k = \frac{1}{d_{\text{ср}} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{нар}}} \right) + R_{\text{заг}}}, \quad (3.2)$$

где $d_{\text{ср}}$, $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{нар}}$ — средний, внутренний и наружный диаметры трубы, м.

10. По ориентировочному значению k определяют предварительное эскизное значение поверхности теплообмена $F_{\text{эс}}$:

$$F_{\text{эс}} = Q/k\Delta t_{\text{ср}}. \quad (3.3)$$

11. Определяют средние температуры теплоносителей в аппарате. Если можно принять теплоемкости постоянными, то среднюю температуру теплоносителей можно определить по формуле [24]:

при противотоке

$$\Delta t_1^{\text{ср}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t''_2 + \Delta t_{\text{ср}}) - t'_1}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (3.4)$$

$$\Delta t_2^{\text{cp}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t''_2 - t'_2 + \Delta t_{\text{cp}}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (3.5)$$

при прямотоке

$$\Delta t_1^{\text{cp}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t'_2 + \Delta t_{\text{cp}}) + t'_1}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}; \quad (3.6)$$

$$\Delta t_2^{\text{cp}} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t'_2 + t'_1 - \Delta t_{\text{cp}}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}. \quad (3.7)$$

Достаточно, однако, определить среднюю температуру одного теплоносителя, так как среднюю температуру другого легко найти из равенства

$$t_1^{\text{cp}} - t_2^{\text{cp}} = \Delta t_{\text{cp}}. \quad (3.8)$$

В практических расчетах среднюю температуру теплоносителя часто определяют как среднеарифметическую начального и конечного ее значений. Такое упрощение ведет к нарушению соотношения (3.8), что затрудняет правильное определение температуры стенки. Если считать, что в большинстве случаев k сравнительно мало изменяется с температурой, неточность в определении средней температуры теплоносителя влияет на результат расчета незначительно. Поэтому при противотоке считают допустимым определять среднюю температуру теплоносителя с меньшим температурным перепадом как среднеарифметическую, а среднюю температуру другого теплоносителя — по формуле (3.8). Практикуемый иногда способ определения средней температуры теплоносителя в виде среднелогарифмической из начальной и конечной его температур совершенно не обоснован и часто приводит к грубым ошибкам.

12. По средним температурам теплоносителей и по справочным таблицам находят значения плотностей ρ , а затем секундные объемы теплоносителей:

$$V = G/\rho. \quad (3.9)$$

Для теплоносителей, плотность которых существенно изменяется от температуры, секундные объемы необхо-

димо определять по начальной, средней и конечной температурам для соответствующих участков теплообменника.

13. Выбирают скорость теплоносителя. В кожухотрубчатом аппарате только один теплоноситель может иметь оптимальную скорость (обычно внутри труб), а скорость другого (в межтрубном пространстве) получается в зависимости от способа распределения труб в трубной решетке. Из условия турбулентности режима течения теплоносителя и по экономическим соображениям можно рекомендовать следующие средние значения скорости теплоносителей:

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

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

Величина скорости теплоносителя влияет на коэффициент теплоотдачи не только для газов и жидкостей, но и для пара. Опыты ВТИ показали, что при подаче конденсирующегося пара тонкими струями с большой скоростью коэффициент теплоотдачи возрастает в 3—10 раз. С увеличением скорости пара пленка образующегося конденсата утоняется и срывается с поверхности, благодаря чему уменьшается сопротивление переходу теплоты от пара к стенке.

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

Динамический напор струи на трубу

$$p_{\text{дин}} = \rho w^2 / 2. \quad (3.10)$$

В конденсаторах турбин динамический напор достигает 300 Па (при скорости пара до 100 м/с), а в маслоохладителях — 450 Па (при скорости масла около 1 м/с). Если напор такого порядка принять за допустимый при

поперечном обтекании латунных труб, то оптимальная скорость теплоносителя, м/с, из условий допустимой эрозии будет равна ($\rho = 1/v$):

$$w = \sqrt{\frac{2p_{\text{дин}}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 450}{\rho}} = \frac{30}{\sqrt{\rho}} = 30 \sqrt{v}. \quad (3.11)$$

При продольном обтекании можно исходить из допустимой скорости движения воды в латунных трубах 2,5 м/с, чему соответствует динамический напор в 3200 Па. Допустимая скорость пара или газа, м/с, при продольном обтекании латунных труб или при движении в трубах будет:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 3200}{\rho}} = 80 \sqrt{v}. \quad (3.12)$$

Для стальных труб скорости пара из условий допустимой эрозии могут быть выбраны более высокими.

14. Выбирают направление тока теплоносителей в то или другое пространство теплообменника. Внутри труб легче достигается повышенная скорость, и поэтому в «жидко-жидкостных» теплообменниках теплоноситель с меньшим коэффициентом теплоотдачи или малым расходом лучше направлять в трубное пространство; в «газо-жидкостных» теплообменниках обычно жидкость подается в трубное пространство, а газ — в межтрубное. Загрязненный теплоноситель следует подавать в трубы, а чистый — в межтрубное пространство, так как очистку внутренней поверхности труб, особенно прямых, легко осуществить. Коррозионноактивные жидкости следует подавать в трубы. В этом случае только для крышек аппарата и для труб потребуются коррозионностойкий материал или покрытие. Наиболее важный узел — корпус аппарата — коррозии не подвергается.

Теплоноситель с высокими давлением и температурой предпочтительнее направлять в трубы, что способствует снижению механической нагрузки на корпус аппарата и снижению тепловых потерь в окружающую среду. Наоборот, если аппарат предназначен для охлаждения вещества, то предпочтительнее горячий теплоноситель направлять в межтрубное пространство, так как за счет отдачи теплоты в окружающую среду можно уменьшить расход охлаждающего теплоносителя.

15. Выбирают диаметр труб и определяют их длину и число. В промышленных теплообменниках редко при-

меняют трубы наружным диаметром менее 17 мм. Чаще всего устанавливают трубы наружным диаметром 22, 25, 32 и 38 мм (последние два размера относятся к стальным трубам). Для загрязненных жидкостей и газов применяют трубы наружным диаметром 44,5, 51, 57 и 76 мм. При проектировании теплообменных аппаратов необходимо иметь в виду, что трубы из цветных металлов следует применять только в особо важных случаях.

Обозначим:

$F_{\text{вн}}$ — поверхность теплообмена на внутренней стороне труб, м^2 ;

$d_{\text{н}}$ и $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры труб, м ;

l — общая длина трубы в расчете на одноходовой пучок, м ;

l' — длина трубы в одном ходе многоходового пучка, м ;

n — число труб в аппарате;

z — число ходов в аппарате;

$S_{\text{тр}}$ — проходное сечение труб в одном ходе, м^2 ;

w — скорость теплоносителя в трубах, м/с ;

G — массовый расход теплоносителя, кг/с ;

ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3 .

Поверхность теплообмена в трубчатом аппарате выражается формулой,

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} l n. \quad (3.13)$$

Выразим секундный объем протекающей в трубах жидкости в виде

$$V = S_{\text{тр}} w = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \frac{n}{z} w, \quad (3.14)$$

тогда общее число труб в аппарате

$$n = 4z S_{\text{тр}} / \pi d_{\text{вн}}^2. \quad (3.15)$$

Длина труб по соотношениям (3.13) и (3.15)

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} \frac{1}{n} = \frac{F_{\text{вн}} \pi d_{\text{вн}}^2}{\pi d_{\text{вн}} 4z S_{\text{тр}}} = \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}}}{4z S_{\text{тр}}}. \quad (3.16)$$

Выразим длину труб через расход и скорость теплоносителя. Известно, что при $z=1$

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n w, \quad (3.17)$$

откуда

$$n = \frac{4G}{\pi d_{\text{вн}}^2 \omega \rho}. \quad (3.18)$$

Тогда новое соотношение для длины трубы в аппарате выразится как

$$l = \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}} \rho}{4G} \omega. \quad (3.19)$$

Рабочая длина труб в теплообменных аппаратах составляет 2—4 м и редко превышает 5 м. При большей расчетной длине конструируют многоходовые теплообменники, в которых число ходов теплоносителя по трубам $z = l/l'$, где l' — рабочая длина трубы в одном ходе.

Задавшись рабочей длиной труб в одном ходе l' , из формулы (3.19) получим:

$$z = \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}} \rho}{4G l'} \omega = A \omega, \quad (3.20)$$

т. е. при заданных или выбранных размерах труб $d_{\text{вн}}$ и l' , а также известных G , $F_{\text{вн}}$ и ρ число ходов теплоносителя в трубном пространстве прямо пропорционально выбранной скорости ω .

В многоходовых теплообменных аппаратах число ходов z рекомендуется выбирать четным (2, 4, 6, 8, 10), чтобы входной и выходной патрубки теплоносителя были расположены в одной крышке аппарата. Если по расчету рабочая длина труб даже при большом числе ходов (6—8) получается неконструктивно велика, необходимо либо задаться меньшей скоростью теплоносителя или меньшим диаметром труб, либо принять меньшими обе величины.

16. Выбирают способ крепления и метод разбивки труб в трубной решетке, а также планируют участки под перегородки в трубных решетках и крышках многоходовых аппаратов. Закрепление труб в трубной решетке должно обеспечивать плотность и прочность соединения, а также возможность легкой замены дефектных труб. Наиболее распространенным способом закрепления труб в промышленных теплообменниках является развальцовка [64].

Методика расчета трубных решеток на прочность изложена в гл. 11. Для предварительной разработки конструкции можно принять толщину трубной решетки, мм,

$$h_{\text{тр,р}} = \frac{d_{\text{н}}}{8} + C, \quad (3.21)$$

где $C=10$ для стальных и $C=20$ для медных трубных решеток.

Для высокотемпературных процессов или сильно текучих теплоносителей трубы крепятся в трубных решетках электрической или газовой сваркой или пайкой, однако при этих способах затруднена смена труб, а сами способы сложны в технологическом отношении. В некоторых случаях концы труб уплотняют в трубной решетке с помощью сальников.

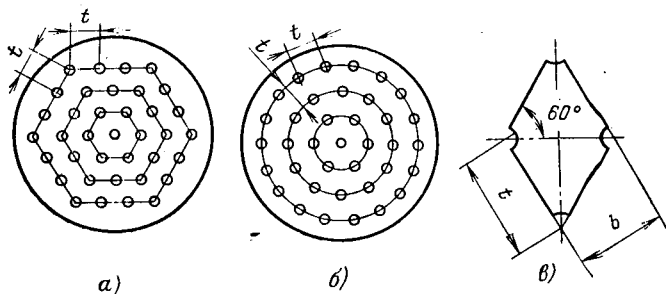


Рис. 3.8. Разбивка трубной решетки.

a — по шестиугольникам; *b* — по концентрическим окружностям; *в* — мостик между трубами.

Разбивка труб на плоскости трубной решетки производится после выбора шага между трубами либо по вершинам равносторонних треугольников (ромбический пучок труб), либо по концентрическим окружностям (концентрический пучок труб). Ромбическая разбивка труб по периметрам правильных шестиугольников при числе шестиугольников $m \geq 7$ (при условии заполнения сегментов) выгоднее размещения по концентрическим окружностям.

Шаг между центрами труб t принимают из условий прочности трубной решетки не менее $1,3 d_n$. Можно рекомендовать в зависимости от наружного диаметра труб d_n следующие значения шага t :

d_n , мм . . .	17	22	25	32	38	44,5	51	57	63,5	77
t , мм . . .	27	32	35	44	50	58	66	74	81	93

В одноходовом теплообменнике с ромбической разбивкой труб при стороне внутреннего шестиугольника, равной шагу между трубами t , и при числе вписанных

шестиугольников m общее число труб (с учетом одной центральной трубы) равно (рис. 3.8):

$$\begin{aligned} n &= 1 + 6(1 + 2 + 3 + \dots + m) = \\ &= 1 + 6 \frac{1+m}{2} m = 1 + 3m + 3m^2. \end{aligned}$$

Число шестиугольников для размещения труб

$$m = \frac{\sqrt{12n-3}-3}{6}. \quad (3.22)$$

Число труб по диагонали наибольшего шестиугольника составит

$$e = 2m + 1. \quad (3.23)$$

При $m > 6$ сегменты между краем трубной решетки и сторонами наружного шестиугольника желательно заполнять трубами.

Размещение труб по концентрическим окружностям производится так, чтобы был выдержан радиальный шаг t , т. е. расстояние между окружностями, и примерно такой же шаг между трубами по окружности.

При радиальном шаге t радиусы окружностей будут: $r_1 = t; r_2 = 2t; r_3 = 3t; \dots; r_i = it$.

Соответственно длины окружностей будут равны: $c_1 = 2\pi r = 2\pi t; c_2 = 4\pi t; c_3 = 6\pi t; \dots; c_i = 2\pi it$.

Число труб по окружности с шагом, приблизительно равным t , составит:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= \frac{c_1}{t} = \frac{2\pi t}{t} = 2\pi = 6,28 \approx 6; \\ n_2 &= \frac{c_2}{t} = \frac{4\pi t}{t} = 4\pi = 12,56 \approx 12; \\ n_3 &= \frac{c_3}{t} = 6\pi \approx 18; \\ n_i &= \frac{c_i}{t} = 2\pi i. \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

Число труб, размещенных в корпусе аппарата с внутренним диаметром $D_{\text{в}}$, можно определить приближенно: при расположении по вершинам треугольников

$$n = \varphi \frac{\pi D_{\text{в}}^2}{3,47 t^2}; \quad (3.25)$$

при расположении по вершинам квадратов

$$n = \varphi \frac{\pi D_{\text{в}}^2}{4 t^2}, \quad (3.26)$$

Таблица 3.1. Число труб в аппарате при разбивке в трубной решетке по шестиугольникам и по концентрическим окружностям

Число шестиугольни- ков или окружностей, шт.	Разбивка по шестиугольникам						Разбивка по окружностям		
	Число труб по диагонали, шт.	Общее число труб без учета сегментов, шт.	Число труб, шт.			Число труб во всех сегментах	Общее число труб в аппа- рате, шт.	Число труб по наружной окружности, шт.	Общее число труб в аппа- рате, шт.
			в 1-м ряду сегмента	во 2-м ряду сегмента	в 3-м ряду сегмента				
1	3	7	—	—	—	—	7	6	7
2	5	19	—	—	—	—	19	12	19
3	7	37	—	—	—	—	37	18	37
4	9	31	—	—	—	—	61	25	62
5	11	91	—	—	—	—	91	31	93
6	13	127	—	—	—	—	127	37	130
7	15	169	3	—	—	18	187	43	173
8	17	217	4	—	—	24	241	50	223
9	19	271	5	—	—	30	301	56	279
10	21	331	6	—	—	36	367	62	341
11	23	397	7	—	—	42	439	69	410
12	25	469	8	—	—	48	517	75	485
13	27	547	9	2	—	66	613	81	566
14	29	631	10	5	—	90	721	87	653
15	31	721	11	6	—	102	823	84	747
16	33	817	12	7	—	114	931	100	847
17	35	919	13	8	—	126	1045	106	953
18	37	1027	14	9	—	138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12	—	162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1519	18	15	8	246	1765	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

где φ — коэффициент заполнения трубной решетки;
 $\varphi = 0,7 \div 1,0$.

Число труб, размещенных по шестиугольникам и по окружностям, можно определить с помощью табл. 3.1.

Разбивка труб по правильным квадратам применяется при использовании в межтрубном пространстве сильно загрязненных теплоносителей, так как такая разбивка облегчает очистку межтрубного пространства.

17. Вычерчивают эскиз теплообменника. По выбранному числу ходов определяют тип крышки аппарата. По эскизу трубной решетки с нанесенной разбивкой труб и свободными (без отверстий) участками под перегородки крышек уточняют число труб в каждом ходе, стремясь достичь их приблизительного равенства. Существует нес-

колько способов распределения труб по ходам в много-ходовом теплообменнике. В крышках двух- и четырех-ходовых теплообменников ходы могут разделяться параллельными перегородками (рис. 3.9, а, б). На рисунке сплошными линиями показаны перегородки в передней крышке (со стороны входа теплоносителя в трубное пространство), а штриховыми — в задней крышке. Цифра-

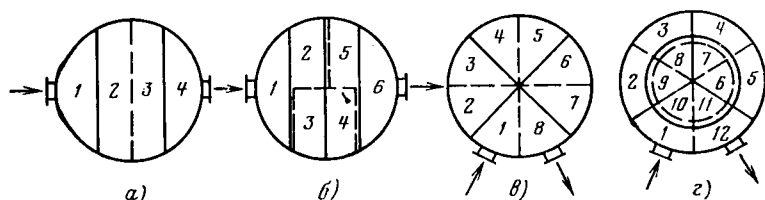


Рис. 3.9. Варианты установки перегородок в крышке.

ми обозначена последовательность ходов. В аппаратах с четырьмя и более ходами применяют разбивку труб по секторам (рис. 3.9, в) или более сложные, комбинированные методы установки перегородок (рис. 3.9, г).

Крышки теплообменных аппаратов могут быть различных конструктивных форм с различными местами

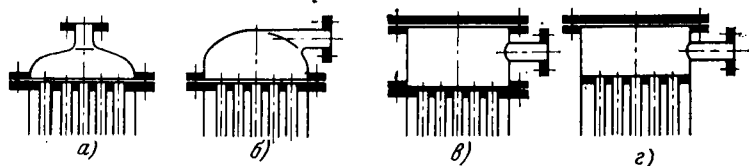


Рис. 3.10. Типы соединений крышки с корпусом аппарата и трубопроводами.

установки патрубков. Крышка с патрубком, ось которого перпендикулярна плоскости разъема (рис. 3.10, а), неудобна тем, что снятие ее с корпуса связано с демонтажем трубопровода. При снятии крышки с боковым патрубком (рис. 3.10, б) требуется только отсоединение труб от крышки. Съемное днище крышки-коллектора (рис. 3.10, в) допускает ревизию и очистку аппарата без отделения его от трубопроводов, однако наличие дополнительного фланцевого соединения усложняет конструкцию аппарата. Если выполнить крышку с одним разъемным соединением выше патрубков (рис. 3.10, г), то мож-

но ограничиться одним этим разъемом. Однако это менее удобно при смене и развальцовке труб.

18. По выбранным скоростям теплоносителей, которые могут быть близкими к скоростям в аппарате, определяют проходные сечения патрубков. Размеры их следует согласовать с размерами подводимых к аппарату трубопроводов. Пользуясь уравнением неразрывности потока, объемный расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$, выразим как

$$V = G/\rho = f\omega. \quad (3.27)$$

Проходное сечение патрубка, м^2 ,

$$f = \pi D_{\text{п}}^2/4,$$

откуда диаметр патрубка

$$D_{\text{п}} = 1,13 \sqrt{G/\rho\omega}. \quad (3.28)$$

19. Определяют внутренний диаметр корпуса теплообменника $D_{\text{в}}$ по формуле

$$D_{\text{в}} = D' + d_{\text{п}} + 2m, \quad (3.29)$$

где D' — наибольший диаметр окружности центров труб при кольцевой разбивке или наибольшая диагональ шестугольника при ромбической разбивке труб; m — кольцевой зазор между крайними трубами и внутренней стенкой корпуса.

Для аппаратов с приварными и зажатými между фланцами трубными решетками (без плавающей камеры) кольцевой зазор m принимается минимальным, но не менее 6 мм. В аппаратах с плавающей камерой зазор определяется конструкцией и размерами фланца плавающей камеры. В аппаратах с поперечными перегородками в межтрубном пространстве кольцевой зазор определяется из расчета оптимальной скорости протекания теплоносителя через него (см. п. 20).

20. Выбирают конструкцию и определяют размеры межтрубного пространства, сечение которого в аппарате без перегородок можно определить из равенства

$$S_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - nd_{\text{н}}^2). \quad (3.30)$$

Скорость теплоносителя вдоль труб межтрубного пространства находят по уравнению

$$\omega = \frac{V}{S_{\text{мтр}}} = 1,27 \frac{G}{(D^2 - nd_{\text{н}}^2)\rho}. \quad (3.31)$$

Изменение скорости ω , при этом очень незначительное, может быть достигнуто только путем варьирования шага между трубами.

С помощью продольных перегородок параллельно осям труб можно создать противоточное движение теплоносителей и повысить скорость одного из них. Если продольных ходов стало z , то проходное сечение межтрубного пространства станет в z раз меньше; во столько же раз увеличится скорость теплоносителя:

$$\omega' = \omega z = \frac{V}{S_{\text{мтр}}} z. \quad (3.32)$$

Продольные перегородки в теплообменных аппаратах устанавливаются редко.

Поперечные перегородки просты в изготовлении и удобны в монтаже. С их помощью достигаются повышение скорости и перекрестное омывание труб теплоносителем, т. е. повышение коэффициента теплопередачи. Размеры колец и дисков для перегородок в межтрубном пространстве следует выбирать из расчета получения одинаковой скорости теплоносителя в трех сечениях: между трубами внутри кольца, между кольцом и диском при поперечном омывании труб и в кольцевом зазоре между корпусом и диском.

21. Уточняют эскиз теплообменника и его конструктивные размеры: длину пучка труб, число труб в каждом ходу и во всем аппарате, внутренний диаметр корпуса, действительные проходные сечения трубного и межтрубного пространства (или ходов); определяют соответствующие им скорости теплоносителей; разрабатывают узлы аппарата и детали их сочленения.

22. Определяют окончательно, зная уточненные значения скоростей и температур, физические константы теплоносителей, характер их взаимного движения и размеры каналов, по известным из курса теплопередачи формулам значения коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k . При определении коэффициентов теплоотдачи для конденсирующегося пара или кипящей жидкости, когда необходимо знать или предварительно задаваться температурой стенки, а потом проверять принятое значение, целесообразно пользоваться для определения коэффициента теплопередачи k графоаналитическим методом [39, 46].

23. По теплопроизводительности Q , средней разности температур теплоносителей $\Delta t_{\text{ср}}$ и коэффициенту тепло-

передачи k определяют расчетную поверхность теплообмена F_p :

$$F_p = Q/k\Delta t_{cp}. \quad (3.33)$$

В том случае, когда расчетное значение поверхности F_p окажется равным запроектированной поверхности F_{ac} в эскизном чертеже или на 10—15% меньшим, определение основных размеров аппарата можно считать законченным. Если же окажется, что $F_p > F_{ac}$, то необходимо увеличить поверхность теплообмена на 10—15% против полученного на основании теплового расчета. Увеличить поверхность на эскизе проще всего путем удлинения пучка труб. При этом все проделанные расчеты останутся правильными, и тепловой расчет теплообменника можно считать законченным. Если же разница между запроектированной в эскизе и расчетной поверхностями окажется больше 15%, необходимо снова произвести тепловой расчет, задавшись исходными величинами с учетом результатов, полученных при их сопоставлении.

24. Производят гидравлический расчет [39]. Полное гидравлическое сопротивление теплообменника Δp определяется по выражению

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_t + \Sigma \Delta p_m + \Sigma \Delta p_y + \Sigma \Delta p_c, \quad (3.34)$$

где Δp_t — сопротивление трения о стенки; Δp_m — местные сопротивления; Δp_y — потери, обусловленные ускорением потока; Δp_c — сопротивление самотяги.

25. Если перепад давлений для проектируемого теплообменника задан и ограничен по величине, то выясняют допустимость применения конструкции аппарата, установленной расчетом. Если сопротивление теплообменника превышает заданное, необходимо менять конструкцию или включать параллельно несколько теплообменников, производя перерасчет, так как изменение скоростей повлечет изменение коэффициента теплопередачи и необходимой поверхности теплообмена.

По подсчитанному общему гидравлическому сопротивлению тракта можно определить мощность, Вт, необходимую для перемещения теплоносителей:

$$N = G\Delta p/\rho\eta, \quad (3.35)$$

где G — расход жидкости, кг/с; ρ — плотность теплоносителя перед нагнетателем, кг/м³; η — к. п. д. вентилятора или насоса.

Уравнение (3.35) применимо как для вентиляторов, так и для насосов.

26. Производят выбор конструкционных материалов (см. гл. 10) для всех деталей теплообменника и расчет их на прочность, который может быть двух видов: проектный и поверочный. При проектном расчете определяют минимально необходимые размеры элементов проектируемого аппарата (см. гл. 11). При поверочном расчете проверяют прочность отдельных элементов существующего аппарата и определяют возможность использования его в конкретных условиях изменившегося технологического процесса.

27. Вычерчивают конструкцию аппарата; составляют спецификации; составляют характеристики всех фланцев с указанием их назначения, рабочего давления прокачиваемой среды и проходного сечения; определяют массу деталей и всего аппарата.

28. Разрабатывают конструкцию и выбирают материалы тепловой изоляции теплообменника (см. гл. 10). Производят тепловой и конструктивный расчеты тепловой изоляции.

29. Разрабатывают систему контроля и автоматического регулирования технологического процесса в теплообменнике.

30. Подбирают контрольно-измерительные приборы и элементы автоматики, запорные и регулирующие устройства, предохранительные клапаны, питатели, сепараторы, конденсатоотводчики, питающие и сливные емкости и другое вспомогательное оборудование.

31. Проектируют и подбирают лестницы и площадки для обслуживания, ограждения, подъемно-транспортные устройства, специальные средства для безопасного обслуживания и противопожарное оборудование.

32. В случае необходимости проектируют местное освещение и кондиционирование воздуха.

Поверочный расчет

Поверочный расчет проводится в случаях оценки пригодности имеющихся и предназначенных к установке теплообменных аппаратов для определенных технологических условий или частных нестационарных режимов работы объекта. При таком расчете для определенных габаритных размеров аппарата, расходов и температур теплоносителей на входе определяют тепловую производительность, температуры на выходе и гидравлические потери в аппарате.

Поверочный тепловой расчет теплообменника в упрощенном варианте может быть изложен в виде следующих расчетов:

1. По известным методикам определяют коэффициенты теплоотдачи, а затем коэффициент теплопередачи в соответствии с ожидаемыми режимами работы при условно принятой или желаемой тепловой нагрузке.

2. Определяют необходимую среднюю разность температур на основании принятой нагрузки, вычисленного коэффициента теплопередачи и известной поверхности теплообмена.

3. Оценивают соответствие необходимой и располагаемой разностей температур, определяемых условиями процесса и тепловой схемой объекта. Располагаемая разность температур может быть равной, больше или меньше необходимой по расчету разности температур. При поверочном расчете необходимо выбрать такой режим работы аппарата, чтобы было примерное соответствие необходимой и располагаемой разностей температур.

4. Если располагаемая разность температур окажется значительно больше необходимой, то следует рассмотреть вариант работы аппарата с использованием теплоносителей с пониженным энергетическим потенциалом, что может существенно повысить технико-экономические показатели работы объекта. Если такой возможности в данных производственных условиях нет, то поверочным расчетом можно установить целесообразные пределы изменения параметров греющего теплоносителя (например, дросселирование пара на входе).

Если располагаемая разности температур теплоносителей недостаточно для удовлетворения заданной тепловой нагрузки, следует произвести изыскания для приведения ее в соответствие с возможностями. Для этого рекомендуется следующее:

уменьшение тепловой производительности путем рационализации технологического процесса;

повышение параметров греющего теплоносителя за счет совершенствования тепловой схемы предприятия;

повышение коэффициентов теплообмена в аппарате; увеличение поверхности теплообмена.

5. По справочным данным определяют коэффициенты трения и местные потери, рассчитывают перепады давлений и оценивают мощность на прокачку теплоносителей.

Далее производят выбор и проектирование вспомогательных элементов теплообменной установки согласно этапам конструктивного расчета.

При проведении анализа получаемых результатов следует выполнить поверочный расчет в нескольких вариантах для выбора наилучшего.

3.3. МЕТОДЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Расчет теплообменных аппаратов является трудоемкой, многовариантной и ответственной задачей при разработке технологического процесса, а проведение его старыми традиционными методами нередко сопровождается ошибками. Поэтому целесообразно использовать для их расчетов вычислительные машины, которые позволяют сократить время расчета и повысить качество получаемых результатов.

На рис. 3.11 показаны основные этапы расчета теплообменных установок. При проектировании новых теплообменных аппаратов расчет начинают с определения или получения от заказчика исходных данных в виде расходов, начальных и конечных температур и давлений теплоносителей в аппарате, а также оценки условий по геометрическим размерам и гидравлическим сопротивлениям.

В настоящее время, исходя из задаваемых величин, наибольшее распространение получили два метода теплотехнического расчета теплообменных аппаратов:

аналитический, где определение коэффициента теплопередачи осуществляется путем задания температур на разделительной стенке или коэффициентов теплоотдачи со стороны теплоносителей или выбора поверхности с дальнейшими их проверками;

графоаналитический, где принимается, что при установившемся тепловом режиме удельное количество теплоты, передаваемой в единицу времени через все слои стенки, есть величина постоянная и равная количеству теплоты, передаваемой от одного теплоносителя к другому [39].

В тех случаях, когда имеет место значительное изменение коэффициента теплопередачи по длине теплообменного аппарата (что бывает при значительных изменениях температуры жидкости или при сложных схемах движения теплоносителей), расчет по средним зна-

чениям коэффициента теплопередачи бывает недостаточно точен. Точность расчета можно повысить за счет разбиения длины теплообменника на интервалы. Такой метод называется методом поинтервального расчета.

При проектировании теплообменных аппаратов необходимо учитывать, что в условиях эксплуатации тепло-

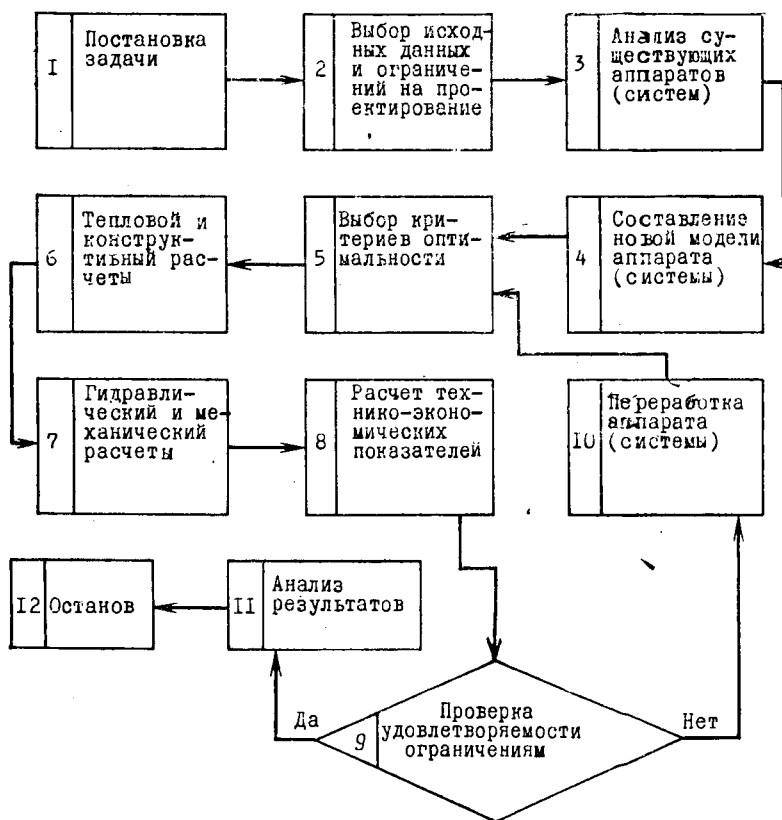


Рис. 3.11. Блок-схема расчета основных этапов теплообменных установок на ЦВМ.

обменные аппараты работают с переменными нагрузками в зависимости от колебаний температуры окружающей среды, скорости движения теплоносителей, режимов работы установок в технологических процессах, изменения гравитации и т. д. В этих случаях необходимо знать

характер изменения основных (требуемых) параметров для того, чтобы ликвидировать, по возможности полностью, отклонения их от номинальных значений. Для этого проводят анализ работы аппарата по наиболее существенным величинам, составляют уравнения динамики, а затем решают их аналитическими методами или с помощью вычислительных машин.

Рассмотрим два примера использования ЭВМ при расчете теплообменных аппаратов: расчет поверхности теплообмена конденсатора аналитическим методом и определение динамических характеристик теплообменного аппарата в замкнутом объеме.

Пример 1. Определить поверхность F кожухотрубчатого конденсатора, предназначенного для конденсации сухих насыщенных паров аммиака в количестве G_a при давлении P . Охлаждение аммиака осуществляется водой, которая нагревается при этом от температуры $t'_{ж}$ до температуры $t''_{ж}$.

При расчете будем считать, что пар поступает в межтрубное пространство, а вода — в трубки. Производим выбор материала, диаметр трубок $d_{нар}/d_{вн}$ и скорости воды w_v . По параметрам пара производим выбор температуры конденсации t_k , энтальпий i'' и i' . По средним температурам воды из таблиц находим ее теплофизические свойства (вязкость $\nu_{ж}$, плотность $\rho_{ж}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{ж}$, теплоемкость $c_{ж}$).

Рекомендуется следующий порядок расчета:

определяем из теплового баланса расход воды $G_{ж}$:

$$G_{ж} = \frac{G_a(i'' - i')}{c_{ж}(t''_{ж} - t'_{ж})}; \quad (3.36)$$

определяем Δt_0 и Δt_m , а также соотношение между ними:

$$Y = \Delta t_0 / \Delta t_m;$$

производим расчет средней разности температур $\Delta t_{ср}$, которая может рассчитываться как среднеарифметическое значение $\Delta t_{ср}$ или среднелогарифмическое Δt_l ;

задаемся температурой стенки со стороны пара $t_{ст1}$;

определяем коэффициент теплоотдачи от пара к стенке α_a ;

определяем температуру стенки со стороны воды:

$$t_{ст2} = t_{ст1} - \frac{d_{вн} - d_n}{\lambda_m} \alpha_a (t_k - t_{ст1}); \quad (3.37)$$

определяем число $Re_{ж}$;

определяем коэффициент теплоотдачи от стенки к воде $\alpha_{ж}$;

производим проверку $q_a = \alpha_a(t_k - t_{ст1})$ и $q_{ж} = \alpha_{ж}(t_{ст2} - t^{cp}_{ж})$; если отличие больше 10%, то расчет продолжается, в противном случае задаемся новым значением $t_{ст1}$ и расчет повторяем;

определяем коэффициент теплопередачи $k_{1,2}$;

определяем поверхность теплообмена F .

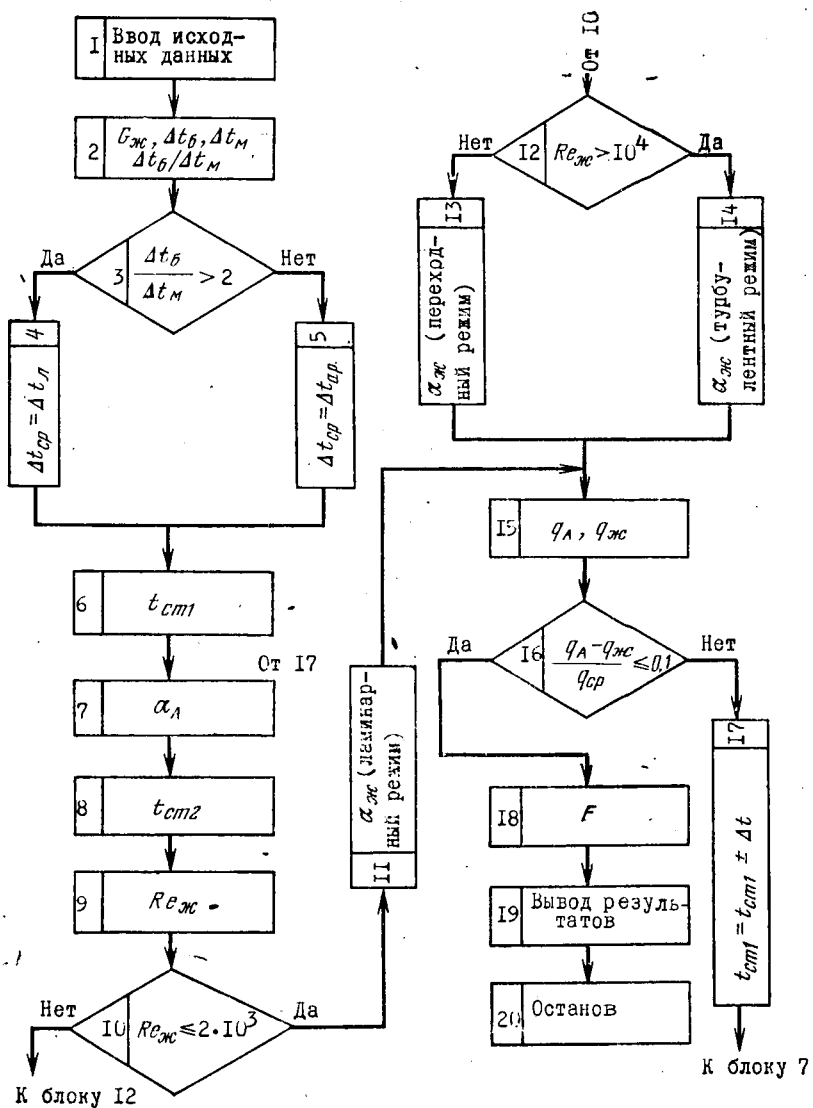


Рис. 3.12. Блок-схема расчета теплообменного аппарата на ЦВМ.

Выбор формул при расчетах коэффициентов теплоотдачи можно сделать по [37, 39], аналитические зависимости теплофизических свойств веществ выбираем по [14, 63].

На рис. 3.12 представлена блок-схема расчета теплообменного аппарата на ЦВМ.

Пример 2. Посредством теплообменного аппарата поддерживается температура в замкнутом объеме (рис. 3.13, а). Поддержание постоянной теплопроизводительности осуществляется изменением температуры подаваемого теплоносителя в аппарат при сохранении постоянным его количества. Коэффициент теплопередачи при этом принимается постоянным [5].

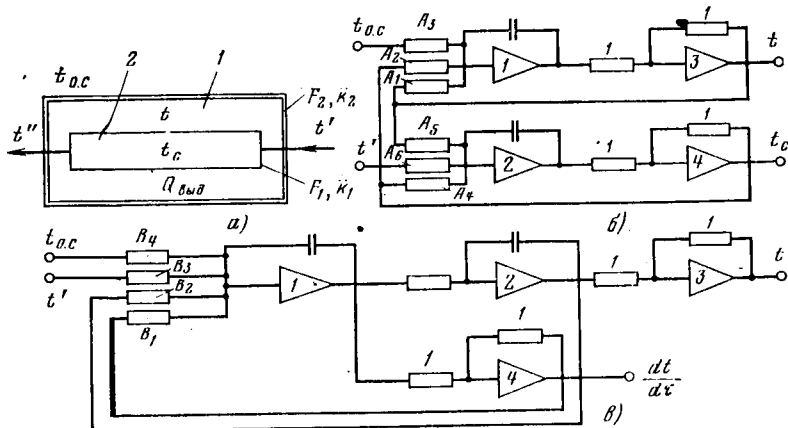


Рис. 3.13. Модель аппарата и блок-схемы решения уравнений на АВМ.

а — модель объекта; б, в — блок-схемы для АВМ; 1 — замкнутый объем; 2 — теплообменник.

Тепловой баланс замкнутого объема при установившемся режиме представляется уравнением

$$Q_{\text{выд}} + k_1 F_1 (t_c - t) = k_2 F_2 (t - t_{0.c}), \quad (3.38)$$

где $Q_{\text{выд}}$ — теплота, изменяющая внутреннюю энергию среды в объекте; $k_{1,2}$ — коэффициент теплопередачи; $F_{1,2}$ — поверхность; t — температура в объекте; $t_{0.c}$ — температура окружающей среды; $t_c = (t' + t'')/2$ — средняя температура теплоносителя; t' , t'' — температура теплоносителя на входе и выходе из теплообменника.

Уравнение теплового баланса теплообменника при установившемся тепловом режиме следующее:

$$W(t' - t'') = k_1 F_1 (t_c - t), \quad (3.39)$$

или

$$2W(t' - t_c) = k_1 F_1 (t_c - t), \quad (3.40)$$

где W — водяной эквивалент.

Положим, что температура окружающей среды повысилась на $\Delta t_{0.c}$, тогда температура в объекте должна повыситься на Δt , а для

компенсации приращения температуры окружающей среды в теплообменном аппарате температурный перепад должен уменьшиться на ΔT .

Подставив эти значения температур в уравнения (3.39) и (3.40) и произведя вычитание первоначального значения, определим изменение теплоты в замкнутом объекте и теплообменнике:

$$\Delta Q_1 = k_1 F_1 (\Delta T - \Delta t) - k_2 F_2 (\Delta t - \Delta t_{0.c}); \quad (3.41)$$

$$\Delta Q_2 = 2W (\Delta T_1 - \Delta T) - k_1 F_1 (\Delta T - \Delta t), \quad (3.42)$$

где ΔQ_1 — количество теплоты, аккумулируемое объектом; ΔQ_2 — количество теплоты, аккумулируемое массой теплообменника; ΔT_1 — изменение температуры теплоносителя, входящего в теплообменник.

Принимая, что объем объекта равен V_1 и объем массы теплообменника V_2 , используя уравнения (3.41) и (3.42), а также полагая, что $t' = \text{const}$ и

$$\lim_{\Delta \tau \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{dt}{d\tau}; \quad \lim_{\Delta \tau \rightarrow 0} \frac{\Delta t_c}{\Delta \tau} = \frac{dt_c}{d\tau}; \quad (3.43)$$

$$\Delta T = t_{c \text{ нач}} - t_c; \quad (3.44)$$

$$\Delta t = t_{\text{нач}} - t, \quad (3.45)$$

и, произведя ряд математических преобразований, получим:

$$V_1 c_1 \frac{dt}{d\tau} = (k_2 F_2 + V_1 c_1 + k_1 F_1) t - k_1 F_1 t_c - k_2 F_2 t_{0.c}; \quad (3.46)$$

$$V_2 c_2 \frac{dt_c}{d\tau} = 2W (t_c - t') + k_1 F_1 (t_c - t), \quad (3.47)$$

где c_1 — теплоемкость вещества в объекте; c_2 — средняя теплоемкость массы теплообменника.

С помощью уравнений (3.46) и (3.47) можно исследовать динамику объекта и получить зависимости $t = f(t_{0.c})$; $t = f(t')$; $t_c = f(t')$ и $t_c = f(t_{0.c})$.

Преобразуем полученные уравнения к машинному виду:

$$\frac{dt}{d\tau} = A_1 t - A_2 t_c - A_3 t_{0.c}; \quad (3.48)$$

$$\frac{dt_c}{d\tau} = A_4 t_c - A_5 t - A_6 t', \quad (3.49)$$

где

$$A_1 = \frac{k_2 F_2 + V_1 c_1 + k_1 F_1}{V_1 c_1}; \quad A_2 = \frac{k_1 F_1}{V_1 c_1}; \quad A_3 = \frac{k_2 F_2}{V_1 c_1};$$

$$A_4 = \frac{2W + k_1 F_1}{V_2 c_2}; \quad A_5 = \frac{k_1 F_1}{V_2 c_2}; \quad A_6 = \frac{2W}{V_2 c_2}.$$

Блок-схема решения уравнений (3.48) и (3.49) на аналоговой ЭВМ представлена на рис. 3.13,б.

В том случае, когда необходимо исследовать зависимости $t = f(t_{0,c})$ и $t = f(t')$, производим совместное решение уравнений (3.48) и (3.49), благодаря чему можно получить соотношение

$$\frac{d^2 t}{d\tau^2} = B_1 \frac{dt}{d\tau} - B_2 t - B_3 t' - B_4 t_{0,c}, \quad (3.50)$$

где

$$B_1 = \frac{k_1 F_1 + k_2 F_2}{V_1 c_1} + \frac{2W + k_1 F_1}{V_2 c_2} + 1;$$

$$B_2 = \frac{(2W + k_1 F_1)(k_2 F_2 + V_1 c_1 + k_1 F_1) + (k_1 F_1)^2}{V_1 c_1 V_2 c_2};$$

$$B_3 = \frac{2W k_1 F_1}{V_2 c_2 V_1 c_1}; \quad B_4 = \frac{(2W + k_1 F_1) k_2 F_2}{V_2 c_2 V_1 c_1}.$$

Блок-схема решения уравнения (3.50) на аналоговых ЭВМ представлена на рис. 3.13,а.

Полученные зависимости позволяют изучить динамические характеристики, свойственные объекту и теплообменному аппарату при ступенчатом изменении температуры окружающего воздуха и температуры входа греющего теплоносителя.

3.4. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВЫБОР ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Теплообменники характеризуются рядом показателей: особенностями конструкции, габаритами, массой, удобством обслуживания, условиями теплообмена, к. п. д., гидродинамическим совершенством, долговечностью, эстетикой, а также тепловой производительностью, температурными условиями процесса, физико-химическими свойствами теплоносителей, стабильностью процесса и др.

Конструктивные показатели

Выбор оптимальной конструкции теплообменника является задачей, разрешаемой технико-экономическим сравнением нескольких типоразмеров аппаратов применительно к заданным условиям или на основании критерия оптимизации.

На поверхность теплообмена и на относящуюся к ней долю капитальных затрат, а также на стоимость эксплуатации влияет недорекуперация теплоты. Чем меньше величина недорекуперации теплоты, т. е. чем меньше разность температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теплоносителя на выходе при противотоке, тем больше поверхность теплообмена, тем вы-

ше стоимость аппарата, но тем меньше эксплуатационные расходы. Конечно, должен быть определенный optimum увеличения капитальных и снижения эксплуатационных расходов, который можно определить графически. Известно также, что с увеличением числа и длины труб в пучке и уменьшением диаметра труб снижается относительная стоимость 1 м^2 поверхности кожухотрубчатого теплообменника, так как при этом снижается общая затрата металла на аппарат в расчете на единицу по-

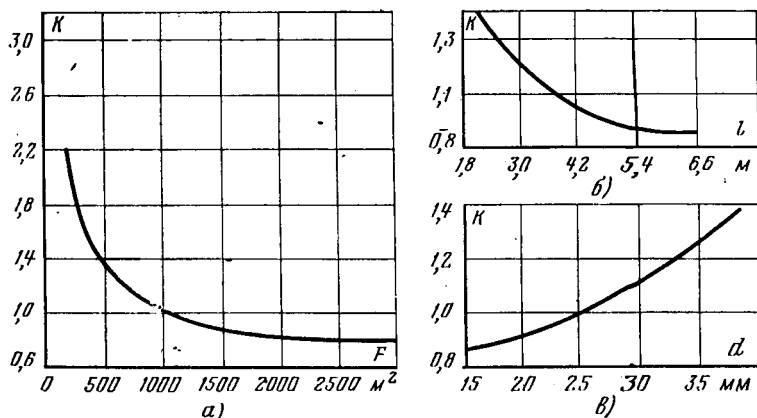


Рис. 3.14. Зависимость относительной стоимости теплообменника от общей поверхности, диаметра и длины труб.

K — относительная стоимость 1 м^2 поверхности нагрева; F , d и l — соответственно поверхность, диаметр и длина труб.

верхности теплообмена. Зависимость относительной стоимости теплообменника (на 1 м^2) от общей поверхности теплообмена, диаметра и длины труб показана на рис. 3.14 [9]. Следует иметь в виду, что с увеличением числа труб увеличивается вероятность нарушения плотности их крепления в трубной решетке, а с применением труб малого диаметра увеличивается их засоряемость и усложняется чистка.

При выборе типа теплообменника можно руководствоваться следующими рекомендациями.

1. При обмене теплотой двух жидкостей или двух газов целесообразно выбрать секционные (элементные) теплообменники; если из-за большой поверхности теплообменника конструкция получается громоздкой, можно

Таблица 3.2. Сравнительные конструктивные характеристики рекуперативных теплообменников

Тип теплообменного аппарата		Возможность изготовления		Эффективность				Удобство обслуживания				Компактность и металлоемкость	
		из сталей, цветных металлов и пластмасс	из чугуна и хрупких материалов	Высокие скорости в трубах и каналах	Высокие скорости снаружи труб и каналов	Возможность про-тывотока	Многоходовость в межтрубном пространстве	Чистка внутри труб и каналов	Чистка снаружи труб и каналов	Частичная замена поверхности тепло-обмена	Ремонт	Поверхность на единицу объема	Масса на 1 м ³ поверхности, кг/м ²
Трубчатые	Погружные Оросительные Кожухотрубчатые Секционные	5	5	5	5	2	1	3	5	2	5	4—12	90—120
		5	5	5	5	2	1	3	5	5	5	3—6	45—60
		5	1	5	5	3	4	5	3	3	3	18—40	35—80
		5	3	3	3	5	1	5	3	2	3	4—15	175—200
Пластинчатые	С гладкими листами Спиральные Штампованные—вол- нистые и сфериче- ские Прокатно-сварные	5	3	5	5	5	1	2	2	1	1	10—60	5—20
		5	3	5	5	5	1	2	2	1	3	34—72	30—50
		5	1	5	5	5	3	3	3	3	3	300—600	5—10
		5	1	5	5	3	3	1	5	1	1	—	2—2,7
Ребристые	Трубчатые с ребра- ми Пластинчатые с реб- рами	5	3	5	5	3	3	5	3	3	3	300—575	2—4
		5	3	5	5	3	3	3	3	1	1	600—1800	2—4

Обозначения: 5 — полное удовлетворение требованиям; 4, 3, 2 — частичное удовлетворение требованиям; 1 — несоответствие требованиям.

принять к установке многоходовой кожухотрубчатый теплообменник.

2. При подогреве жидкости паром рекомендуются многоходовые по трубному пространству кожухотрубчатые аппараты с подачей пара в межтрубное пространство.

3. Для химически агрессивных сред и при небольших тепловых производительностях экономически целесообразны рубашечные, оросительные и погружные теплообменники.

4. Если условия теплообмена по обе стороны теплопередающей поверхности резко различны (газ и жидкость), должны быть рекомендованы трубчатые ребристые или плавниковые теплообменники.

5. Для передвижных и транспортных тепловых установок, авиационных двигателей и криогенных систем, где при высокой эффективности процесса необходимы компактность и малая масса, находят широкое применение пластинчатые ребристые и штампованные теплообменники.

6. Во всех случаях необходимо стремиться выбирать наиболее простые по конструкции и наиболее дешевые по материалам теплообменники. К усложненным аппаратам (с плавающей камерой, с сильфонным компенсатором, спиральным), а также с латунными или медными трубами следует прибегать лишь в случае обоснованной необходимости.

Такие требования к рекуперативным теплообменным аппаратам, как технологичность изготовления, эффективность достижения благоприятных тепловых и гидравлических режимов, эксплуатационные качества, компактность и металлоемкость приближенно оценены для некоторых типов рекуперативных теплообменных аппаратов в табл. 3.2.

Показатели качества

Показатели качества служат для оценки эксплуатационных достоинств агрегата, главные из них: технический уровень, надежность и долговечность, конструктивно-эстетическая и эргономическая характеристики агрегата.

А. Технический уровень. Различают абсолютный, относительный и перспективный технические уровни,

Абсолютный технический уровень изделия характеризуется его эксплуатационными показателями. Число их должно быть минимальным. Во избежание множественности и нечеткости в оценке абсолютного уровня необходимо ограничиваться только важнейшими из них — производительностью, к. п. д., непрерывностью процесса, степенью автоматизации.

Относительный технический уровень характеризует степень совершенства изделия при сопоставлении (по соответствующим показателям) абсолютного технического уровня его с уровнем лучших современных мировых — отечественных и зарубежных — образцов и моделей аналогичного назначения.

Перспективный технический уровень определяет намечаемые и планируемые тенденции в развитии данной отрасли в виде совокупности ее перспективных показателей.

Б. Долговечность и надежность. Эти показатели являются наиболее важными из показателей качества.

Долговечность — свойство агрегата сохранять работоспособность с возможно меньшими перерывами для технического обслуживания и ремонтов до разрушения или до другого предельного состояния. Основными количественными показателями долговечности являются технический ресурс и срок службы.

Технический ресурс — суммарная наработка агрегата за период эксплуатации.

Срок службы — календарная продолжительность эксплуатации агрегата до разрушения или до другого предельного состояния (например, до первого капитального ремонта). Срок службы лимитируется физическим и моральным износом агрегата.

Надежность — свойство агрегата, определяемое безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью агрегата. Количественные показатели надежности: наработка, вероятность безотказной работы, коэффициент готовности.

Нарработка — продолжительность или объем работы агрегата, измеряемые числом циклов, количеством изготовленной продукции или другими единицами.

Вероятность безотказной работы — вероятность того, что при определенных режимах и условиях эксплуатации в пределах заданной продолжительности работы не возникает отказа.

Коэффициент готовности — отношение наработки агрегата в единицах времени за некоторый период эксплуатации к сумме этой наработки и времени, затраченного на отыскание и устранение отказов в тот же период эксплуатации.

В. Эргономика и техническая эстетика. Создание современных изделий, машин и агрегатов, отвечающих лучшим образцам и мировым стандартам по качеству, удобству обслуживания и внешнему виду, обязательно с участием в проектировании художника-конструктора. Проектирование промышленного теплообменного аппарата должно базироваться на технических условиях и наряду с этим — на требованиях, выдвигаемых новыми научными дисциплинами — эргономикой и технической эстетикой.

Эргономика — научная дисциплина, изучающая функциональные возможности человека в трудовых процессах с целью создания для него совершенных орудий и оптимальных условий труда.

Техническая эстетика — научная дисциплина, предметом которой является область деятельности художника-конструктора. Целью художественного конструирования является (в тесной связи с техническим конструированием) создание промышленных объектов, наиболее полно удовлетворяющих запросам обслуживающего персонала, максимально соответствующих условиям эксплуатации, имеющих высокие эстетические качества, гармонирующих с окружающей средой и обстановкой.

Красивый внешний вид соответствует, как правило, рациональной и экономичной конструкции. Внешний вид изделия в большой мере зависит от его окраски. Цвет — важнейший фактор, не только определяющий эстетический уровень производства, но и влияющий на утомляемость работника, производительность труда и качество продукции.

Экономические показатели

А. Теплогидродинамическое совершенство. Мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителей в теплообменнике, определяет в значительной степени коэффициент теплопередачи, т. е. общую теплопроизводительность аппарата. Поэтому важным показателем совершенства теплообменного аппарата является степень ис-

пользования мощности на прокачку теплоносителя для обеспечения требуемого теплообмена.

Теплогидродинамическое совершенство аппарата можно характеризовать отношением двух видов энергии: теплоты Q , переданной через поверхность теплообмена, и работы N , затраченной на преодоление гидродинамического сопротивления и выраженной в тех же единицах для всех потоков. Таким образом, меру использования затраченной работы на передачу теплоты можно выразить отношением

$$E = Q/N. \quad (3.51)$$

Мощность, выраженную в тепловых единицах, N удобно выражать пропорциональным выражением $V\Delta p$, в котором V — объемный расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$; Δp — гидродинамическое сопротивление, Па .

Чем больше значение E , тем при прочих равных условиях теплообменник или его поверхность теплообмена совершеннее с теплогидродинамической (энергетической) точки зрения. Энергетический коэффициент E — величина безразмерная, поэтому числитель и знаменатель выражения (3.51) можно относить к произвольной, но одной и той же единице, например к единице поверхности теплообмена (тепловой показатель), к единице массы поверхности теплообмена (массовый показатель) или к единице объема (объемный показатель). При сравнении аппаратов значение E можно относить ко всей теплоте и ко всей затраченной работе либо к единице поверхности, массы или объема аппарата.

Анализ показывает, что при прочих равных условиях изменение скорости теплоносителя по-разному влияет на различные величины, характеризующие работу аппарата: коэффициент теплопередачи изменяется пропорционально скорости (или расходу) в степени 0,6—0,8, гидродинамическое сопротивление — пропорционально скорости в степени 1,7—1,8, а мощность на прокачку теплоносителя — в степени 2,75.

С увеличением скорости теплоносителя мощность на его прокачку растет значительно быстрее, чем количество переданной теплоты, т. е. для определенного аппарата или определенной поверхности теплообмена значение энергетического коэффициента E уменьшается с увеличением скорости теплоносителя. Поэтому абсолютное значение коэффициента E не может служить мерой теп-

логидродинамического совершенства теплообменного аппарата, а полезно только при сопоставлении двух или нескольких аппаратов.

Б. Коэффициент полезного действия. Тепловым показателем совершенства теплообменника является коэффициент его полезного действия (к. п. д.):

$$\eta = Q_2 / Q_1, \quad (3.52)$$

где Q_1 — максимально возможное количество теплоты, которое может быть передано от горячего теплоносителя

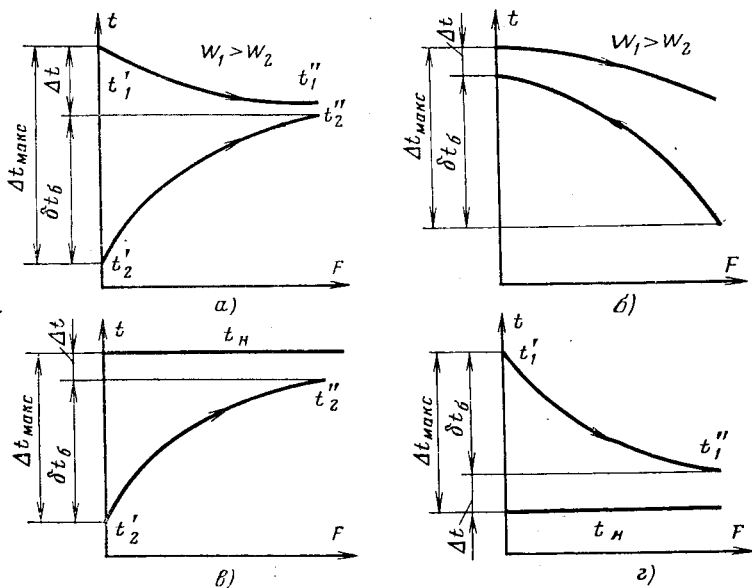


Рис. 3.15. К экономической оценке эксплуатационных показателей теплообменных аппаратов.

а — при прямотоке; б — при противотоке; в — при нагреве паром; г — при кипении.

холодному в данных условиях; Q_2 — количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя холодному, или теплота, затраченная на технологический процесс.

Максимально возможное количество теплоты, или располагаемая теплота, зависит от начальных температур и водяных эквивалентов теплоносителей и может быть выражено как произведение меньшего водяного

эквивалента $W = Gc$ на полную разность начальных температур теплоносителей (рис. 3.15, а), т. е.

$$Q_1 = W_{\min} \Delta t_{\max}. \quad (3.53)$$

Приняв постоянными теплоемкости теплоносителей в рассматриваемом интервале температур, можно записать к. п. д. теплообменника как

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{W_{\min} (t''_2 - t'_2)}{W_{\min} (t'_1 - t'_2)} = \frac{\delta t_6}{\Delta t_{\max}}, \quad (3.54)$$

где $\Delta t_{\max} = t'_1 - t'_2$ — максимальный температурный напор или разность начальных температур теплоносителей; δt_6 — изменение температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом.

Пример. В бойлер подаются греющий пар с давлением $p = 0,245$ МПа и температурой $t_n = 127^\circ\text{C}$ и вода с начальной температурой $t'_2 = 20^\circ\text{C}$. Пар конденсируется, а вода нагревается до $t''_2 = 80^\circ\text{C}$. К. п. д. бойлера равен:

$$\eta = \frac{t''_2 - t'_2}{t_n - t'_2} = \frac{80 - 20}{127 - 20} = 0,56.$$

Эксплуатационные показатели бойлера могут оцениваться величиной «недогрева» воды, выраженной разностью $\Delta t = t_n - t''_2$ (рис. 3.15, в) или разностью $\Delta t = \Delta t_{\max} - \delta t_6$, т. е. тем, что «недогрев» равен разности располагаемого температурного напора $\Delta t_{\max}$ и изменения температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом δt_6 .

Выражение для к. п. д. аппарата может быть записано в виде

$$\eta = 1 - \frac{\Delta t}{\Delta t_{\max}} = 1 - \frac{127 - 80}{127 - 20} = 0,56.$$

Выражение для к. п. д. можно представить через коэффициент теплопередачи и поверхность теплообмена и в другом виде, если в формуле (3.52) количество переданной теплоты представить в виде

$$Q_2 = kF \Delta t_{\text{ср}}, \quad (3.55)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — средний температурный напор в аппарате, $^\circ\text{C}$, тогда

$$\eta = \frac{kF \Delta t_{\text{ср}}}{Q_1} = \frac{kF \Delta t_{\text{ср}}}{W_{\min} \Delta t_{\max}}. \quad (3.56)$$

3.5. МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В АППАРАТАХ

Во многих отраслях техники задача интенсификации процесса теплообмена и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов весьма актуальна. Для ин-

тенсификации процессов теплообмена применяют следующие приемы:

1) предотвращение отложений (шлама, солей, коррозионных окислов) путем систематической промывки, чистки и специальной обработки поверхностей теплообмена и предварительного отделения из теплоносителей веществ и примесей, дающих отложения;

2) продувка трубного и межтрубного пространств от инертных газов, резко снижающих теплообмен при конденсации паров;

3) искусственная турбулизация потока. При низких значениях Re , соответствующих дотурбулентным режимам, можно искусственной турбулизацией потока (турбулизирующими решетками, искусственной шероховатостью, созданием пульсации или закручиванием потока и т. д.) достичь значений коэффициента теплоотдачи, соответствующих развитому турбулентному режиму. Однако в связи со снижением эффекта, получаемого от искусственной турбулизации, при повышении числа Re может наступить момент, когда темп роста сопротивления потока будет превалировать над темпом роста теплоотдачи и развитие турбулентности будет экономически бесполезным;

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

3.6. ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Выбор электронагревательных установок

Электронагревательные установки и электрические печи отличаются целым рядом преимуществ перед теплоиспользующими установками других видов: быстрота включения и доведения до номинальной мощности, возможность концентрации большой мощности в малом объеме, достижение высоких температур, простота регулирования температурного режима при высокой степени равномерности нагрева, возможность герметизации рабочей зоны, а следовательно, создание в ней вакуума,

давления или защитной атмосферы, удобство механизации и автоматизации работы, улучшение условий труда, полное отсутствие выбросов в окружающую среду и, наконец, компактность.

Экономическая сторона выбора теплоносителя — электроэнергии или другого источника теплоты — определяется расчетом расхода топлива для получения теплоты, переданной потребителю. При этом следует иметь в виду, что при электрическом обогреве удельный расход условного топлива B на единицу продукции, кг, определяется по формуле

$$B = \frac{3600\Delta}{29,31 \cdot 10^3 \eta_y \eta_{\text{э}}} = 0,123 \frac{\Delta}{\eta_y \eta_{\text{э}}}, \quad (3.57)$$

где Δ — теоретический удельный расход электроэнергии на единицу продукции, кВт·ч; η_y — суммарный к. п. д. электротермической установки (составляет обычно около 50%); $\eta_{\text{э}}$ — к. п. д. тепловой электростанции (можно принять равным 25—35%); $29,31 \cdot 10^3$ — теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Кроме нагревательных и плавильных печей электрический нагрев нашел применение для производства пара в электрокотлах, для нагревания воды и воздуха в электронагревателях и калориферах, для получения пресной воды в выпарных аппаратах, опреснителях и дистилляторах, для обезвоживания материалов в сушильных установках, для обогрева помещений в зданиях и на транспорте, для варки пищи и т. д.

Электрическая энергия может быть превращена в тепловую одним из следующих четырех способов: в электронагревателях сопротивления, в электродуговых печах, в установках индукционного нагрева, в печах и установках диэлектрического нагрева.

В установках электронагрева методом сопротивления превращение электрической энергии в теплоту происходит в нагревательных элементах из высокоомных жаростойких материалов (печи сопротивления косвенного действия) или непосредственно в нагреваемой среде — в твердом теле или в электропроводящей жидкости — под воздействием протекающего по этой среде электрического тока (установки прямого нагрева).

В дуговых электропечах преобразование электрической энергии в теплоту происходит в электрической дуге. Различают дуговые печи прямого и косвенного действия. В первых дуга горит между электродом

и нагреваемым материалом, во вторых — между двумя электродами: теплота, излучаемая столбом дуги, передается нагреваемому материалу.

Принцип действия печей и установок индукционного нагрева основан на выделении теплоты в нагреваемом теле индуктированным в нем током.

В печах и установках диэлектрического нагрева выделение теплоты в нагреваемом теле происходит под воздействием токов смещения, возникающих в теле при помещении его в быстропеременное электрическое поле. Нагреваемое тело должно быть диэлектриком или полупроводником и служит конденсатором, к обкладкам которого подводится ток частотой 10^6 — 10^9 Гц и напряжением 6—10 кВ.

Наибольшее распространение в промышленной теплотехнике имеют электрические нагреватели сопротивления и индукционные нагреватели.

Электрические нагреватели сопротивления

Электронагреватели с жидкостной ванной. К наиболее распространенным типам таких аппаратов относится металлический сосуд с рубашкой, которая наполнена маслом и в которой размещены проводники нагревателя (рис. 3.16, а). К стенке рубашки прикреплены штифты с фарфоровыми изоляторами, на которых укреплены спирали электронагревателя. Нагревание в жидкостных ваннах отличается равномерностью процесса повышения температуры обрабатываемого материала. Интенсивность нагрева невелика из-за малой подвижности теплопередающей жидкости. Предельная температура нагрева в таких аппаратах не превышает 250°C .

Муфельные электропечи. Печная камера выполнена из кирпича. Стенки камеры имеют каналы из жаростойкого материала, в которых проложены проволоочные или ленточные спирали. Муфельный электронагревательный котел изображен на рис. 3.16, б. Сосуд с жидкостью установлен в печной камере. Электронагреватели, свернутые в виде спирали, уложены в каналах стенок печной камеры. Нагрев в таких печах осуществляется быстро, причем легко достигаются высокие температуры. Муфельные печи компактны, удобны в обслуживании и нашли поэтому широкое применение в химической промышленности,

Установки с трубчатыми нагревательными элементами (рис. 3.16, в). В отличие от электронагревательных элементов, для которых в качестве электроизоляционных материалов применяют керамику, миканит и слюду, современные трубчатые электрические нагреватели (ТЭН) представляют собой металлический патрон (рис. 3.17) — обычно трубу из меди, латуни, углеродистой стали или аустенитной хромоникелевой

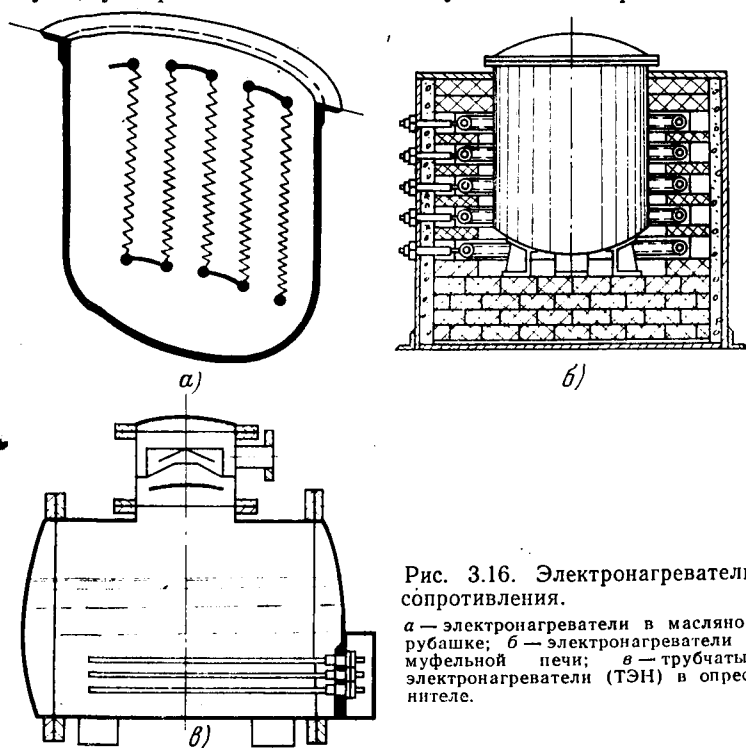


Рис. 3.16. Электронагреватели сопротивления.

а — электронагреватели в масляной рубашке; б — электронагреватели в муфельной печи; в — трубчатые электронагреватели (ТЭН) в опреснителе.

левой стали X18H10T, внутри которой запрессована в наполнителе спираль из нихромовой проволоки. В качестве наполнителя применяются плавная окись магния (периклаз), окись алюминия (электрокорунд) или кварцевый песок. Наполнитель служит, с одной стороны, электроизоляцией спирали от металлической трубы, а с другой — проводником тепла.

Трубчатые электронагреватели (ТЭН) изготавливаются одно- и двухспиральными (рис. 3.17, в, г).

Спирали выполняются из нихромовой проволоки диаметром 0,2—1,6 мм; их вставляют в трубу диаметром 7—19 мм. Между трубой и спиралью засыпают наполнитель в виде порошка одного из указанных выше материалов. Для уплотнения наполнителя трубу подвергают обсадке на меньший диаметр (например, с 14 на 11,8 мм).

В готовом виде сечение труб может быть круглым, треугольным или ромбическим (рис. 3.17, *д*). Для радиационного обогрева теплоотдающую поверхность трубы выполняют специально уширенной, в газовых и воздушных электронагревателях на трубу насаживают ребра. Освоено также изготовление ТЭН в виде кабелей-нагревателей с монолитной жилой из константана и с магнетитовой изоляцией. Такие кабели закладывают в стены, потолки и полы жилых помещений для обогрева, в

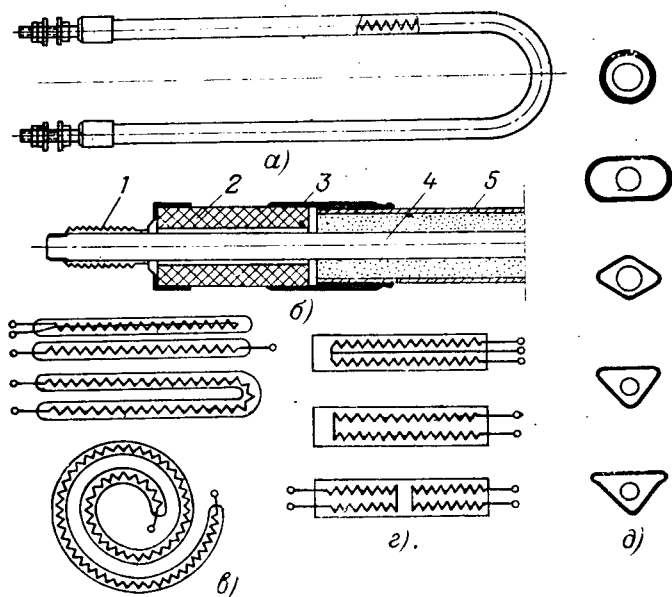


Рис. 3.17. Трубчатый электрический нагревательный элемент.

а — общий вид U-образного нагревательного элемента; *б* — герметичный наконечник элемента; *в* — схемы односпиральных элементов; *г* — схемы соединения двухспиральных элементов; *д* — поперечное сечение активной части трубки элемента; 1 — колпачок с резьбой; 2 — фарфоровая втулка; 3 — металлическая втулка; 4 — контактный стержень; 5 — трубка.

покрытия взлетных полос и площадок аэродромов, мостов и дорог для защиты их от обледенения.

Трубчатые электронагреватели выгодно отличаются от других электрических нагревателей: патрон нагревателя практически герметичен, что обеспечивает малую окисляемость электроспирали; плотная набивка наполнителя предохраняет спираль от разрушений при ударах и вибрациях патрона; большая теплопроводность и жаростойкость наполнителя обеспечивают высокую удельную теплопроизводительность ТЭН по сравнению со спиралями, укладываемыми в слюду, миканит или другие электроизоляционные материалы. Возможность погружения ТЭН в жидкости и в расплавы устраняет потери в окружающую среду и тем самым повышает их к. п. д. Срок службы ТЭН — 5—8 лет и более.

Расчет электронагревателей сопротивления

Теплоту Q , выделяющуюся по закону Джоуля при прохождении тока через проводник, можно выразить через электрические величины, Вт·ч:

$$Q = \alpha F \Delta t \tau = W \tau = R I^2 \tau = I V \tau, \quad (3.58)$$

где W — электрическая мощность нагревателя, Вт; τ — время, ч; R — сопротивление проводника, Ом; I — ток, А; V — напряжение, В.

При заданной тепловой нагрузке Q потребная мощность, Вт, электронагревателя с учетом потерь $\eta = 0,95$ составит:

$$W = Q / 0,95 \tau. \quad (3.59)$$

При известной температуре проводника t электрическое сопротивление R_t можно найти по формуле

$$R_t = R_0 [1 + \beta (t - t_0)], \quad (3.60)$$

где R_0 — сопротивление проводника при нормальной температуре t_0 ; β — температурный коэффициент (принимается по таблицам).

Сопротивление проводника, Ом, можно выразить также равенствами:

$$R_t = \rho \frac{l}{S} = \frac{Q}{I^2}, \quad (3.61)$$

где ρ — удельное сопротивление, Ом·мм²/м; l — длина проводника, м; S — поперечное сечение проводника, мм².

Электронагреватели могут работать на постоянном и переменном токе (однофазном или трехфазном) при различных напряжениях. Мощность установки можно изменять переключением секций.

В схемах с трехфазным током проводники могут быть соединены звездой или треугольником. При соединении звездой мощность нагревателя выразится уравнением

$$W_{зв} = 3I_{\phi} V_{\phi}, \quad (3.62)$$

где I_{ϕ} — фазовая сила тока, А; V_{ϕ} — фазовое напряжение, В.

При соединении треугольником

$$W_{тр} = 3I_{\phi} V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}}{R} V_{\phi},$$

но так как $V_{\phi} = V_{л}$ (линейное), то

$$W_{тр} = 3V_{л}^2/R. \quad (3.63)$$

При соединении звездой

$$W_{зв} = 3I_{\phi} V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}}{R} V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}^2}{R},$$

причем $V_{\phi} = V_{л}/\sqrt{3}$, т. е.

$$W_{зв} = V_{л}^2/R. \quad (3.64)$$

Из формул (3.63) и (3.64) следует, что отношение мощности нагревателя при соединении его звездой к мощности такого же нагревателя при соединении его треугольником равно:

$$W_{зв}/W_{тр} = 1/3 \text{ или } W_{тр} = 3W_{зв}. \quad (3.65)$$

При электронагреве этим соотношением пользуются часто для регулирования воспринимаемой потребителем мощности путем переключения со звезды на треугольник, включения параллельной звездой и т. д.

Конструкционными материалами для электрических нагревателей могут служить тугоплавкие металлы с большим электрическим сопротивлением. Наибольшее

распространение получили следующие сплавы:

Сплавы	Предельная температура эксплуатации, °С
Нихромы:	
X20H80-H	1100
X20H80T3.	1100
X15H60-H	1000
Нихромы с алюминием:	
XH70Ю	1200
X15H60Ю3А	1200
Железохромоникелевый X25H20	1000
Железохромоалюминиевые:	
OX27Ю5А	1300
OX23Ю5А	1200
X13Ю4	800

Для передачи необходимого количества теплоты электронагреватель должен иметь определенную поверхность, которая должна быть рассчитана при проектировании.

Электрическое сопротивление проводника, Ом,

$$R=Q/I^2\tau. \quad (3.66)$$

Сечение S нагревателя, мм², с удельным сопротивлением ρ определяется

$$S=\rho \frac{l}{R}. \quad (3.67)$$

Поверхность нагревателя F_H , м², при его периметре Π , мм, можно выразить

$$F_H=\Pi l/1000; \quad (3.68)$$

$$\Pi=F_H \cdot 1000/l. \quad (3.69)$$

Перемножив соответственно левые и правые части уравнений (3.67) и (3.69), получим:

$$S\Pi=\rho \frac{F_H}{R} 1000. \quad (3.70)$$

Для проводника круглого сечения с диаметром d равенство (3.70) примет вид:

$$\frac{\pi d^2}{4} \pi d=\rho \frac{F_H \cdot 1000}{R}.$$

Заменив сопротивление его значением $R=V^2/1000W$, получим диаметр d , мм, проводника для электронагревателя:

$$d=74 \sqrt[3]{\frac{\rho F_H W}{V^2}}, \quad (3.71)$$

Длину проводника l , м, из формулы (3.70)

$$l = 1000 F_H / \pi d. \quad (3.72)$$

Для проводника прямоугольного сечения со сторонами b и a меньшая сторона, мм,

$$b = 79,6 \sqrt[3]{\frac{\rho F_H W}{V^2 n (n+1)}}, \quad (3.73)$$

большая сторона $a = nb$.

Длина проводника, мм,

$$l = \frac{1000 F_H}{2b(n+1)}. \quad (3.74)$$

Сопоставляя расход металла на единицу поверхности проводника, можно установить, что масса проводника круглого сечения будет наибольшей, масса проводника квадратного сечения меньше, масса проводника прямоугольного сечения — еще меньше. Поэтому для экономии металла токонесущие шины часто выполняются из полос прямоугольного сечения. Однако при включении в них возникают большие токи, вследствие чего плоские шины перегреваются и быстрее перегорают.

При расчете электронагревателя нужно исходить из его температуры, соответствующей конечному моменту нагревателя.

Теплота, отдаваемая нагревателем, расходуется на нагревание промежуточного теплоносителя и материала. Для любого момента времени нагрева тепловой баланс можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \alpha_n F_H (t_n - t_{пр}) d\tau = \\ = G_{пр} c_{пр} dt_{пр} + k F_M (t_{пр} - t_M) d\tau. \end{aligned} \quad (3.75)$$

Здесь α_n — коэффициент теплоотдачи от нагревателя к промежуточному теплоносителю, Вт/(м²·К); t_n — температура стенки нагревателя, °С; $t_{пр}$ — температура промежуточного теплоносителя, °С; $G_{пр}$, $c_{пр}$ — масса, кг, и теплоемкость промежуточного теплоносителя, кДж/(кг·°С); k — коэффициент теплопередачи от теплоносителя к материалу, Вт/(м²·К); F_M — поверхность нагреваемого материала, м²; t_M — начальная температура нагреваемого материала, °С.

Полагая, как указано выше, разности температур постоянными и интегрируя уравнение (3.75) в преде-

лах от $t_{\text{пр}}^{\text{нач}}$ до $t_{\text{пр}}^{\text{кон}}$ и по времени от 0 до τ , получаем:

$$\alpha_n F_n (t_n - t_{\text{пр}}) \tau = G_{\text{пр}} c_{\text{пр}} (t_{\text{пр}}^{\text{кон}} - t_{\text{пр}}^{\text{нач}}) + k F_m (t_{\text{пр}} - t_m) \tau,$$

откуда

$$F_n = \frac{k F_m (t_{\text{пр}} - t_m) + \frac{G_{\text{пр}} c_{\text{пр}}}{\tau} (t_{\text{пр}}^{\text{кон}} - t_{\text{пр}}^{\text{нач}})}{\alpha_n (t_n - t_{\text{пр}})}. \quad (3.76)$$

Формулу (3.76) можно применять для расчета поверхности электронагревателя.

В специальной литературе по расчету электронагревательных установок [9] можно найти методы расчета температуры поверхности электронагревателя и нагреваемого материала, а также необходимое время для нагрева при различных режимах работы установки.

Выбор трубчатых электрических нагревателей

Наиболее распространенные в настоящее время в технологических аппаратах трубчатые электрические нагреватели рассчитываются на основе экспериментальных данных по удельной электрической мощности σ , Вт/см², определяемой как отношение электрической мощности W к теплопередающей поверхности F_n [9]:

$$\sigma = W / F_n. \quad (3.77)$$

Для определения предельно допустимых мощностей ТЭН необходимо принимать во внимание следующие факторы:

- условия работы электронагревателя;
- допустимые температуры нагрева поверхности трубы электронагревателя;
- допустимые температуры нагрева электроизоляционного наполнителя внутри трубы нагревателя;
- температуру нагрева спирали внутри нагревателя.

При подборе ТЭН рекомендуется руководствоваться данными [9]. Предельно допустимые значения удельной мощности для трубчатого электронагревателя могут быть оправданы только при кратковременной его работе — в течение нескольких десятков часов. Как правило, следует пользоваться рекомендуемыми значениями удельной мощности нагревателя. При проектировании

Электронагревательных установок для многолетней работы и установок особой надежности следует уменьшать вдвое рекомендуемые значения удельной мощности.

Подбор ТЭН для электронагревательных установок производят в следующем порядке. По необходимой полезной теплоте и тепловым потерям определяют потребное количество теплоты от нагревателя $Q_{\text{полн}}$, Вт·ч:

$$Q_{\text{полн}} = G_{\text{мсм}}(t''_{\text{м}} - t'_{\text{м}}) + Q_{\text{пот}}, \quad (3.78)$$

где $Q_{\text{пот}}$ — потери в окружающую среду.

По заданному времени процесса T и по тепловой нагрузке определяют полную мощность нагревателя, Вт:

$$P_{\text{полн}} = Q_{\text{полн}} / T. \quad (3.79)$$

В полную теплоту для нагрева могут входить составляющие, учитывающие скрытую теплоту плавления или парообразования или теплоту химической реакции. Расчет тепловых потерь Q_5 следует производить по [22]. При погружении электронагревателя в нагреваемый материал его к. п. д. равен единице.

Выбрав по таблице из [9] значение удельной мощности σ , Вт/см², для проектируемого аппарата, можно определить активную поверхность нагревателя, см², и его активную длину, м:

$$F_{\text{акт}} = P_{\text{полн}} / \sigma; \quad (3.80)$$

$$L_{\text{акт}} = \frac{F_{\text{акт}}}{\Pi} = \frac{P_{\text{полн}}}{\sigma \Pi} 10^{-2}, \quad (3.81)$$

где Π — периметр трубы нагревателя, см.

Заводы выпускают ТЭН различной длины, различной формы и различной удельной мощности. На основе расчета по заводским каталогам можно подобрать тип электронагревателя. Заводы выпускают трубчатые электронагреватели длиной от 200 до 6000 мм, наружным диаметром 9—10 мм, с наполнителем — кварцевым песком, периклазом или электрокорундом; материал труб — сталь 10, латунь Л62, медь МЗ или сталь Х18Н10Т.

Индукционные нагреватели

В настоящее время индукционный нагрев на основе токов высокой и промышленной частоты широко применяется в технологических процессах: нагревание агрессивных жидкостей, выпаривание, сушка, закалка, плавка металлов, пайка и др.

Преимущества индукционного нагрева:
 возможность прямого нагрева проводниковых материалов;

бесконтактный нагрев позволяет применять этот метод в условиях автоматизированного поточного производства с применением вакуума и защитных сред;

повышение производительности труда и улучшение санитарно-гигиенических условий производства.

Сущность явления электромагнитной индукции состоит в том, что переменное магнитное поле в спиральной катушке-индукторе возбуждает переменное магнитное поле в нагреваемом теле — проводнике, расположенном в этой катушке или вблизи нее. При этом в проводнике индуцируется электродвижущая сила (э. д. с.), вызывающая появление электрического тока. Теплота, выделяемая этим током, нагревает тело-проводник.

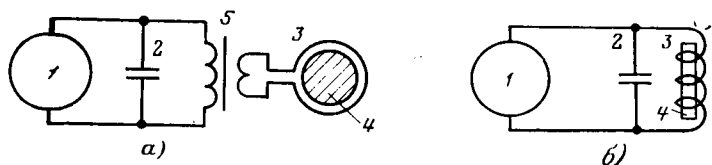


Рис. 3.18. Принципиальная схема установок для индукционного нагрева.

а — с понижающим трансформатором; б — без понижающего трансформатора; 1 — генератор; 2 — конденсаторная батарея; 3 — индуктор; 4 — нагреваемое тело; 5 — понижающий трансформатор.

Установки для индукционного нагрева показаны на рис. 3.18. В установках для поверхностного нагрева, например для закалки стали, индуктор подключают к генератору через понижающий трансформатор (рис. 3.18,а). Нагреватели с многовитковым индуктором подключают обычно к генератору без трансформатора (рис. 3.18,б).

Количество теплоты Q , Вт, выделяющегося в нагреваемом теле, определяется по уравнению [9]

$$Q = C I^2 R, \quad (3.82)$$

где I — ток, А; R — сопротивление тела-проводника (например, стенок аппарата, по которым проходит индукционный ток), Ом; C — поправочный коэффициент, учитывающий рассеиваемость магнитного поля в простран-

стве между нагреваемым телом и соленоидом:

$$C = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \varepsilon; \quad (3.83)$$

D_1 — диаметр нагреваемого тела; D_2 — диаметр витков соленоида; ε — постоянная, характеризующая удаленность витков от поверхности нагреваемого тела и принимаемая равной 1—1,3.

С уменьшением зазора между нагреваемым материалом и соленоидом к. п. д. нагревателя повышается.

Глубина проникновения вторичного тока в нагреваемый материал, см, определяется по уравнению

$$\delta = 50,3 \sqrt{\rho / \mu f}, \quad (3.84)$$

где ρ — удельное сопротивление материала, Ом·мм²/м; μ — магнитная проницаемость материала, Ом·с/см; f — частота тока, Гц.

Из уравнения (3.84) видно, что глубина проникновения тока уменьшается с повышением частоты тока, а при повышении частоты увеличивается энергия, выделяемая в том же объеме, т. е. увеличивается ее концентрация. Для индукционного нагрева технологических аппаратов (в химической и других отраслях промышленности) применяется обычно переменный ток промышленной частоты 50 Гц. Высокочастотный индукционный нагрев применяется для сушки материалов, плавки и закалки металлов.

Глубина проникновения тока δ , см, составляет:

Частота тока, Гц	В-медь при 15 °С	В-сталь 45 при 15 °С
50	1,0	0,5
500	0,3	0,14
2500	0,13	0,067
10 ⁴	0,07	0,034
10 ⁵	0,022	0,011
10 ⁶	0,007	0,0034

Кроме теплоты, образующейся под воздействием вторичного тока, при индукционном нагреве дополнительно выделяется теплота под воздействием магнитного гистерезиса и вихревых токов, образуемых переменным магнитным полем. При использовании тока промышленной частоты теплота, выделяющаяся под воздействием гистерезиса и вихревых токов, составляет незначительную долю от теплоты индукционного тока и в приближенных расчетах может не учитываться.

Выпаривание — термический процесс концентрирования растворов твердых нелетучих веществ при кипении и удалении жидкого летучего растворителя в виде паров. В технике процесс выпаривания получил широкое распространение, так как многие вещества, в том числе сахар, поваренная соль, щелочные металлы, аммиачная селитра и другие, поступают на переработку в виде слабых водных растворов, а в готовом виде для потребления, хранения или транспортировки должны быть полностью или частично обезвожены.

Концентрацией или составом раствора в технике принято называть массовое количество растворенных твердых веществ в определенном массовом или объемном количестве раствора или растворителя (воды).

Если обозначить через b количество твердого вещества в 1 кг раствора, через b' количество твердого вещества в 1 кг воды, а через b'' количество твердого вещества в 1 л раствора, то величины b , b' , b'' связаны между собой следующей зависимостью:

$$b = \frac{b'}{1 + b'} = \frac{b''}{\rho}, \quad (4.1)$$

где ρ — плотность раствора, кг/л.

Процентную концентрацию b можно выразить через количество сухого вещества $G_{\text{сух}}$ и растворителя W в следующем виде:

$$b = \frac{G_{\text{сух}}}{G_{\text{сух}} + W} 100\%. \quad (4.2)$$

Если в жидкости, выделяющей пары, находится растворенное твердое вещество, то при одной и той же температуре давление этих паров будет ниже давления паров химически чистой жидкости (в случае водного раствора — давления насыщения пара воды). Из-за понижения парциального давления пара раствор будет кипеть при более высокой температуре, чем чистый растворитель, а температура выделяющегося пара растворителя всегда ниже температуры кипения раствора. Эта разность температур тем больше, чем концентрированнее раствор; ее называют физико-химической температурной депрессией (температурной депрессией) и обо-

значают Δ_1 :

$$\Delta_1 = t_p - \vartheta, \quad (4.3)$$

где t_p — температура кипения раствора, °С; ϑ — температура выделяющихся паров растворителя (воды), °С.

Температурная депрессия различна для разных веществ и увеличивается с повышением концентрации раствора. В справочниках обычно приводятся значения температурной депрессии для кипящих растворов при нормальном атмосферном давлении. Для расчета температурной депрессии растворов при давлениях, отличных от нормального, при наличии данных из таблиц для нормальной депрессии пользуются формулой И. А. Тищенко, приведенной в [73, 74]

$$\Delta_1 = 0,01622 \frac{T^2}{r} \Delta^{н_1}, \quad (4.4)$$

где Δ_1 — температурная депрессия при данном давлении, °С; $\Delta^{н_1}$ — температурная депрессия при нормальном давлении, °С; T — температура кипения воды при данном давлении, К; r — теплота парообразования воды при данном давлении, кДж/кг.

Заметим, что формула (4.4) дает удовлетворительные результаты только для водных растворов, обладающих малой величиной температурной депрессии.

4.1. СХЕМЫ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Технологические схемы выпарных установок

На современных крупных предприятиях выпарные процессы протекают в многокорпусных установках непрерывного действия с использованием образующегося над раствором так называемого вторичного пара каждого корпуса в последующих корпусах с более низким давлением или с передачей части вторичного пара (экстра-пара) другим тепловым потребителям.

Раствор в таких установках перетекает из корпуса в корпус, выпариваясь частично и последовательно в каждом корпусе до определенной концентрации.

Схема выпарной установки и конструкция аппарата для сгущения растворов определяются главным образом свойствами этих растворов: плотностью, вязкостью, температурой кипения, поверхностным натяжением, коэффициентом растворимости, физико-химической температурной депрессией, склонностью к вспениванию и кри-

сталлизации. Химическая активность раствора определяет выбор материала, из которого должны изготавливаться детали и узлы аппарата.

При проектировании оптимальной для заданных условий выпарной установки предполагается максимальное удовлетворение по крайней мере четырех условий:

1) соответствие схемы установки и конструкции аппарата технологическим требованиям, т. е. упаренный раствор должен отвечать заданному качеству, потери в процессе производства должны быть минимальными, а параметры греющего и вторичного теплоносителей должны соответствовать расчетным;

2) технологичность изготовления аппарата и удобства в обслуживании всей установки: простота изготовления и монтажа, надежность в работе, удобство очистки, ремонта и замены деталей и узлов;

3) наилучшие технико-экономические показатели: компактность, невысокая стоимость 1 м^2 поверхности нагрева, высокий коэффициент теплопередачи, минимальные амортизационные расходы и затраты энергии на выпаривание раствора.

4) безопасность обслуживания, отсутствие вредных выбросов в окружающую среду.

Невозможно спроектировать выпарной аппарат и всю установку, полностью удовлетворяющими все перечисленные условия. Чаще всего достижение одного высокого показателя возможно за счет снижения другого. В каждом случае проектирования выпарной станции необходимо производить сравнительные технико-экономические расчеты, взяв в основу один — главный критерий оптимальности.

По технологическим признакам промышленные выпарные установки непрерывного действия можно разделить на несколько групп.

1. По числу ступеней выпарные установки могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми, при этом в одной ступени могут быть один, два и более параллельно включенных корпусов выпарной установки.

2. По давлению вторичного пара в последней ступени:

выпарные установки с разрежением в последней ступени, близким к разрежению в барометрическом конденсаторе (рис. 4.1, а). При этом достигается возможность иметь большой перепад температур между грею-

щими теплоносителями перед первой ступенью и вторичным паром, поступающим в конденсатор из последней ступени. При заданной тепловой производительности установка повышает перепада температур способствует снижению общей поверхности нагрева, т. е. снижению капитальных затрат на изготовление выпарной установки. Однако в этом случае вся теплота пара последней

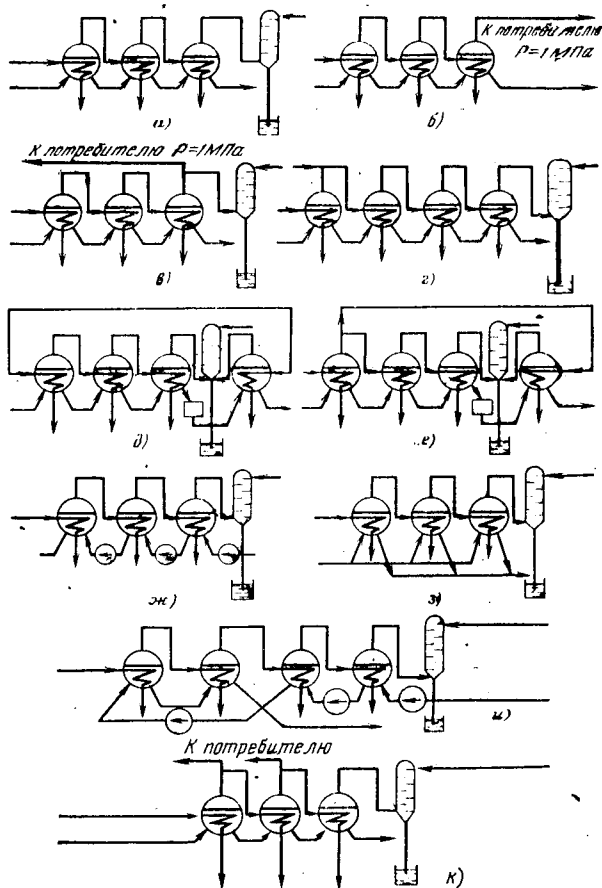


Рис. 4.1. Схемы выпарных установок.

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 выпарной установки; ж — противоточная; з — с параллельным током; и — со смешанным током; к — с отборами экстра-пара.

ступени теряется с охлаждающей водой конденсатора. Это наиболее распространенная схема выпарных станций;

выпарные установки с повышенным давлением в последней ступени (рис. 4.1,б). Такая схема может быть выбрана в случае, когда вторичный пар последней ступени в расчетном режиме может полностью использоваться в других теплоиспользующих установках;

выпарные установки с ухудшенным вакуумом (рис. 4.1,в). При такой схеме установка может работать и на конденсатор (рис. 4.1,а), и на потребителя низкопотенциальной теплоты (рис. 4.1,б) со сбросом излишков пара в барометрический конденсатор с ухудшенным вакуумом.

3. По подводу греющего пара:

выпарные установки, в которых греющий пар подается в первую по движению раствора ступень, а вторичный пар используется последовательно во второй и последующих ступенях (рис. 4.1,а);

выпарные установки с нуль-корпусом, в которых используются два источника теплоты: пар с большим давлением обогревает предвключенную ступень установки, называемую нуль-корпусом, а пар с меньшим давлением подается в следующую ступень, получившую название первого корпуса (рис. 4.1,з).

4. По технологии обработки раствора:

одностадийные выпарные установки (рис. 4.1,а, з, ж), в которых раствор проходит при упаривании последовательно все ступени и не отводится для других промежуточных операций обработки;

многостадийные выпарные установки (рис. 4.1,д, е), в которых раствор после одной из промежуточных ступеней может быть направлен для дополнительной обработки (например, для осветления, центрифугирования), а затем снова поступает на довыпаривание в следующие ступени. Такая выпарка применяется, например, при сущении электролитических щелоков. В аппараты второй стадии поступает обычно высококонцентрированный раствор с повышенной температурной депрессией. Поэтому греющим теплоносителем во второй стадии может быть либо свежий пар, подаваемый на первый корпус, либо вторичный пар из первого корпуса выпарной установки. Вторая и последующие стадии работают обычно по схеме однокорпусной установки непрерывного или периодического действия.

5. По относительному движению греющего пара и выпариваемого раствора:

прямоточные выпарные установки для растворов, обладающих высокой температурной депрессией (рис. 4.1, а, е, з);

противоточные выпарные установки для растворов с быстро растущей вязкостью при повышении их концентрации (рис. 4.1, ж);

выпарные установки с параллельным питанием корпусов выпариваемым раствором при склонности его к кристаллизации (рис. 4.1, з);

выпарные установки со смешанным питанием корпусов для растворов с повышенной вязкостью (рис. 4.1, и).

6. По наличию отборов вторичного пара из аппаратов: без отбора и с отборами пара на подогрев раствора или для отпуска экстра-пара постороннему потребителю (рис. 4.1, к).

Выбор схемы выпарной установки непрерывного действия

Чтобы правильно спроектировать выпарную установку для заданного раствора, необходимо экономически и технологически оптимально выбрать:

схему подогрева раствора;

схему питания аппаратов раствором;

оптимальное число ступеней установки;

рациональную систему использования вторичной теплоты.

а) *Схема подогрева раствора.* Греющий теплоноситель для первой ступени выпарной установки должен иметь такую температуру, чтобы, с одной стороны, обеспечить необходимый перепад температур между теплоносителем и раствором в первом корпусе (не менее 8—10°C) и чтобы, с другой стороны, располагаемая разность температур во всей выпарной установке была достаточна для обеспечения полезного перепада температур в каждой ступени плюс сумма всех депрессий, т. е.

$$\Delta t' = \Delta t + \left(\sum_1^n \Delta_1 + \sum_1^n \Delta_2 + \sum_1^n \Delta_3 \right), \quad (4.5)$$

где $\Delta t'$ — располагаемая разность температур во всей установке; $\Delta t' = t_1 - t_k$; Δt — суммарная полезная раз-

ность температур в установке; Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 — физико-химическая, гидростатическая и гидравлическая температурные депрессии; t_1 — температура греющего теплоносителя в первой ступени, °С; t_k — температура конденсации пара в конденсаторе (или температура пара, направляемого потребителю из последнего корпуса), °С.

Вместе с тем нельзя без технологической необходимости повышать температуру греющего теплоносителя, следует иметь в виду, что повышение ее достигается в результате или недовыработки электроэнергии в турбогенераторе (если греющим теплоносителем является пар из отбора турбины), или увеличения расхода топлива (если греющий источник поступает из генератора теплоты).

Температура раствора перед поступлением его в первую ступень должна быть по возможности близкой к температуре кипения. Для этой цели применяется обычно схема регенеративного подогрева. В прямоточных схемах в первую очередь необходимо использовать вторичный пар и конденсат последней ступени, а затем последовательно подогревать раствор в каскаде подогревателей экстра-паром и конденсатом из ступеней более высокого давления. Окончательный догрев раствора перед вводом его на выпаривание производится обычно в специальном подогревателе свежим паром того же давления, который подается для обогрева первой ступени выпарной установки.

Подогрев раствора первичным паром перед подачей его на выпарку не способствует экономии этого пара и не влияет на поверхность нагрева всей выпарной установки, но приводит к уменьшению поверхности нагрева выпарных аппаратов за счет некоторого увеличения поверхности нагрева подогревателей. Стоимость же единицы массы выпарного аппарата выше при прочих равных условиях стоимости единицы массы обычного теплообменника из-за большего расхода металла на единицу поверхности нагрева и сложности изготовления.

Конденсат из первого корпуса установки следует возвращать на ТЭЦ или в котельную, а из других ступеней использовать после подогревателей для промывки аппаратов или для других нужд.

В противоточных выпарных установках ступенчатый регенеративный подогрев не применяется, так как сла-

бый раствор поступает на выпаривание в «холодном» конце выпарной установки.

б) *Схема питания аппаратов раствором.* Прямоточная схема подачи раствора в выпарную установку наиболее проста и экономична и получила наиболее широкое распространение в промышленности.

В особых случаях, когда установка предназначена для обработки растворов с сильно возрастающей вязкостью в процессе выпаривания, можно остановиться на варианте противоточной схемы питания. В такой схеме одновременно с увеличением концентрации и вязкости по ходу раствора от корпуса к корпусу повышается его температура, что вызывает снижение вязкости. Следует, однако, иметь в виду, что в противоточной схеме перед каждой ступенью выпарки устанавливается насос для перекачивания раствора и для поднятия давления.

Схемы с параллельным питанием применяются для упаривания кристаллизующихся растворов, близких к насыщению, в которых при незначительной разнице в концентрациях образуются кристаллы, из-за которых усложняется эксплуатация установки.

Смешанный ток может найти применение в тех же случаях, в каких применяется противоток. Преимуществом смешанного тока перед противотоком является уменьшение количества перекачивающих насосов при сохранении положительных качеств противоточной схемы, заключающихся в уменьшении вязкости раствора.

в) *Оптимальное число ступеней установки.* Многоступенчатое выпаривание дает возможность иметь значительную экономию тепловой энергии. С учетом потерь теплоты расход греющего пара D в выпарной установке с n ступенями равен:

$$D = W / nC, \quad (4.6)$$

где W — общее количество выпаренной воды во всех ступенях установки; C — коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, недоиспользование теплоты конденсата, а также увеличение скрытой теплоты испарения с понижением давления; для трех- и четырехкорпусных установок $C \approx 0.85$.

Таким образом, в результате увеличения числа ступеней в обратной пропорции снижается расход пара на установку, однако в прямой пропорции увеличивается поверхность нагрева выпарных аппаратов, т. е. капи-

тальные затраты. Обычно выпарные установки выполняют трех- или четырехступенчатыми.

Известно также, что приращение экономии теплоты снижается с увеличением числа ступеней. Если при переходе от одноступенчатой выпарки к двухступенчатой расход свежего пара снижается почти вдвое, то в пятиступенчатой установке по сравнению с четырехступенчатой расход пара снижается только на одну десятую долю. Кроме того, с увеличением числа ступеней удлиняется общая схема, повышается стоимость установки, усложняются условия эксплуатации.

Теоретическим пределом числа ступеней в выпарной установке является такое их число, при котором полезная разность температур на один корпус не опускается ниже минимального положительного значения. Для маловязких растворов в первом корпусе это значение не должно быть менее 10°C , а в последних корпусах, где вязкость раствора высока или сильно выпадают кристаллы, полезная разность температур должна быть $28\text{--}30^{\circ}\text{C}$ и более.

Целесообразное число корпусов в установке с многократным выпариванием определяют многовариантными экономическими расчетами с помощью электронных вычислительных машин. Упрощенно представив экономические затраты на процесс выпаривания в виде трех составляющих: стоимости теплоты; затрат на обслуживание, амортизационных отчислений, можно суммарные затраты на выпаривание в установках с различным числом ступеней представить в виде графика (рис. 4.2).

Здесь принято: расход пара с ростом числа ступеней снижается, затраты на обслуживание не изменяются, амортизационные расходы возрастают пропорционально числу ступеней.

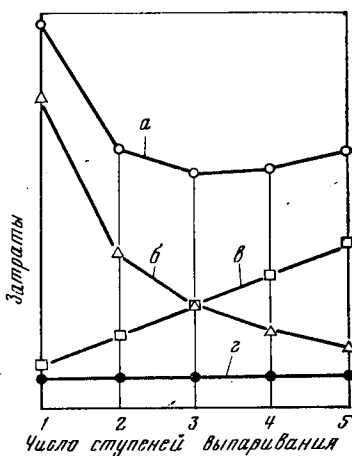


Рис. 4.2. Определение минимума затрат на проведение процесса выпаривания.

а — суммарные затраты; б — затраты по производству пара; в — амортизационные расходы; г — затраты на труд.

Суммарные затраты имеют минимум, который для реальных современных выпарных установок соответствует 3—4 ступеням выпаривания. Часто из-за большой температурной депрессии в последних ступенях приходится ограничивать их число.

Для повышения экономичности выпаривания таких растворов можно спроектировать установку, работающую по двухстадийной схеме (см. рис. 4.1, *д, е*). В первой — многоступенчатой стадии выпарки раствор концентрируется не до конца, а окончательная его выпарка осуществляется в одном малопроизводительном корпусе второй стадии.

Греющим паром в этом корпусе может быть или пар, подаваемый в первую ступень первой стадии, или вторичный пар первой ступени выпарки. Вторую стадию рассчитывают по известным параметрам раствора и пара как самостоятельную одноступенчатую выпарную установку, работающую на общий с первой ступенью барометрический конденсатор.

г) *Использование вторичной теплоты выпарной установки.* Расход пара на нагрев раствора перед вводом в установку и на его кипение в первом корпусе многоступенчатой выпарной установки сопровождается выделением большого количества вторичной теплоты в виде вторичных паров растворителя и выводимого из каждого аппарата горячего конденсата. Целесообразно вторичную теплоту максимально использовать.

При наличии в схеме выпарной установки или на соседних производственных объектах потребителей низкопотенциальной теплоты целесообразно проектировать выпарную станцию с ухудшенным вакуумом или с противодавлением вторичного пара в последней ступени. Температура вторичного пара из выпарной установки должна быть в этом случае на 8—10°C выше конечной температуры теплоносителя потребителя низкопотенциальной теплоты, а при отсутствии отбора экстра-пара за пределы установки расход вторичного пара W_n можно приближенно определить из следующего равенства:

$$W_n = \frac{G_m c_m (t''_m - t'_m)}{r''_n} \approx \frac{W}{0,85n}, \quad (4.7)$$

где G_m и c_m — расход, кг, и теплоемкость, кДж/(кг·К) теплоносителя, воспринимающего низкопотенциальную теплоту; t'_m и t''_m — его начальная и конечная температура.

туры, K ; r''_n — теплота парообразования вторичного пара последней ступени, кДж/кг; W — общее количество воды, выпариваемой во всей установке, кг/ч; n — число ступеней выпарной установки.

Если потребителю низкопотенциальной теплоты необходим подогрев теплоносителя до температуры, превышающей температуру вторичного пара последней ступени, следует применять многоступенчатый подогрев с использованием экстра-паров промежуточных ступеней выпарной установки (начиная с конца).

Наиболее благоприятно низкопотенциальную теплоту следует использовать для горячего водоснабжения ближайших цехов предприятия и бытового потребления теплоты в жилых районах.

В разветвленной схеме выпарной установки часть теплоты конденсата, вторичного пара последней ступени и экстра-паров всегда используется на регенеративный подогрев поступающего на выпарку раствора.

При отсутствии постоянного потребителя низкопотенциальной теплоты выпарная установка проектируется с конденсатором за последней ступенью, в котором поддерживается абсолютное давление конденсации пара 0,01—0,02 МПа.

4.2. ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГООСТУПЕНЧАТЫХ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Внешние и внутренние изменения потоков массы и энергии, такие как изменения расхода греющего пара первой ступени, количества отбираемого экстра-пара, расхода и начальной концентрации раствора, расхода и температуры охлаждающей воды в конденсаторах, вызывают переходные режимы. Возникающие при этом возмущающие воздействия носят функциональный и ступенчатый характер. В связи с тем, что характер изменения исследуемых величин зависит от номинального режима работы выпарной установки и интенсивности действующих возмущений, имеется возможность выбирать структуру и параметры исследуемой динамической системы. Наиболее простыми являются линейно-непрерывные динамические характеристики параметров установок, вызванные единичными ступенчатыми возмущениями.

Изучение динамических свойств выпарных установок возможно на основе их математического описания. При

Этом достоверность результатов зависит от полноты и точности предпосылок, положенных в основу описания. Как показывает практика, наиболее быстро конечные результаты получаются при применении метода математического моделирования с последующей реализацией его на вычислительных машинах.

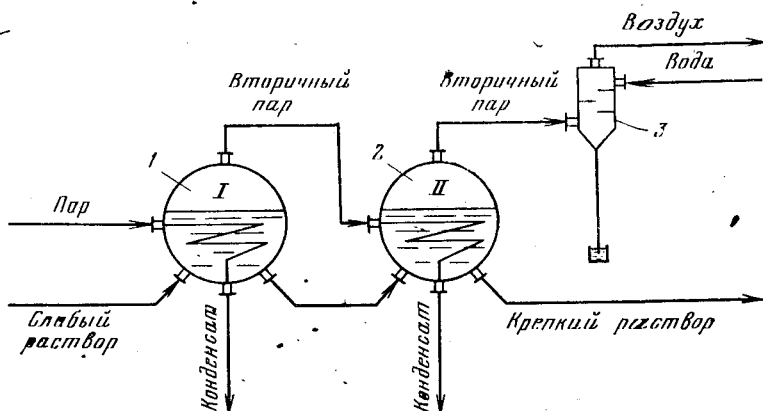


Рис. 4.3. К математическому описанию двухкорпусной выпарной установки.

1, 2 — корпуса установки; 3 — барометрический конденсатор.

Рассмотрим двухкорпусную выпарную установку, схема которой представлена на рис. 4.3. Математически описать работу выпарной установки можно только на основе изучения всех процессов в их взаимосвязи. В каждом выпарном аппарате можно условно выделить основные элементы — греющую камеру и парожидкостное пространство. Греющую камеру выпарного аппарата можно рассматривать как ряд взаимосвязанных емкостей: пар в камере, пленка конденсата на поверхности нагрева, неконденсирующиеся газы, конденсат, накапливающийся в нижней части греющей камеры, металл корпуса и труб.

Принимая по [62], что количества неконденсирующихся газов и конденсата, скапливающегося в низу греющей камеры, равны нулю, уравнение материального баланса греющей камеры будет:

$$\frac{d(G_n + G_k)}{d\tau} = D_n - D_k, \quad (4.8)$$

где $G_{\text{п}}$ — масса пара в греющей камере; $G_{\text{к}}$ — масса пленки конденсата на поверхности нагрева; $D_{\text{п}}$ — расход греющего пара; $D_{\text{к}}$ — расход конденсата; τ — время.

Уравнение теплового баланса греющей камеры без учета потерь в окружающую среду будет иметь вид:

$$\frac{du}{d\tau} = D_{\text{п}} i_{\text{п}} - D_{\text{к}} i_{\text{к}} - Q_1, \quad (4.9)$$

где u — внутренняя энергия греющей камеры; $i_{\text{п}}$, $i_{\text{к}}$ — энтальпии пара и конденсата; Q_1 — теплота, передаваемая в парожидкостное пространство.

Внутренняя энергия греющей камеры может быть определена по формуле

$$u = G_{\text{п}} u_{\text{п}} + G_{\text{к}} c_{\text{к}} t_{\text{к}} + G_{\text{м}} c_{\text{м}} t_{\text{м}} + G_{\text{и}} c_{\text{и}} t_{\text{и}}, \quad (4.10)$$

где $u_{\text{п}}$ — внутренняя энергия пара в греющей камере; $c_{\text{к}}$, $t_{\text{к}}$ — теплоемкость и температура конденсата; $G_{\text{м}}$, $c_{\text{м}}$, $t_{\text{м}}$ — масса, теплоемкость и температура металла камеры; $G_{\text{и}}$, $c_{\text{и}}$, $t_{\text{и}}$ — масса, теплоемкость и температура изоляции.

Массу пара и массу пленки конденсата можно выразить так:

$$G_{\text{п}} = V_{\text{п}} \rho_{\text{п}}; \quad (4.11)$$

$$G_{\text{к}} = V_{\text{к}} \rho_{\text{к}}, \quad (4.12)$$

где $V_{\text{п}}$, $V_{\text{к}}$ — объемы пара и пленки конденсата; $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{к}}$ — плотности пара и конденсата.

Считаем, что пар в греющей камере находится в состоянии насыщения, объемы пара и греющей камеры равны, температуры пара $t_{\text{п}}$ и пленки конденсата $t_{\text{к}}$ меняются с одной скоростью, т. е. $dt_{\text{п}}/d\tau = dt_{\text{к}}/d\tau$.

Принимая $i_{\text{к}} = c_{\text{к}} t_{\text{к}}$ и изменение внутренней энергии и плотности пара, а также плотности и теплоемкости конденсата на линии насыщения в зависимости от температуры пара [62], совместно решим уравнения (4.8) и (4.12) и после ряда математических преобразований получим:

$$\left\{ V_{\text{п}} \left[\rho_{\text{п}} \frac{du_{\text{п}}}{dt_{\text{п}}} + (u_{\text{п}} - i_{\text{к}}) \frac{d\rho_{\text{п}}}{dt_{\text{п}}} \right] + V_{\text{к}} \rho_{\text{к}} \left(c_{\text{к}} + t_{\text{к}} \frac{dc_{\text{к}}}{dt_{\text{п}}} \right) \right\} \frac{dt_{\text{п}}}{d\tau} + G_{\text{м}} c_{\text{м}} t_{\text{м}} + G_{\text{и}} c_{\text{и}} t_{\text{и}} = D_{\text{п}} (i_{\text{п}} - i_{\text{к}}) - Q_1. \quad (4.13)$$

Для выпарных аппаратов, работающих при давлении до 1,2 МПа выражением в фигурных скобках в уравне-

нии (4.13) можно пренебречь [62], элементы греющей камеры считать моделями с сосредоточенными параметрами. Такое упрощение дает возможность с достаточной степенью точности считать, что $dt_m/d\tau = dt_n/d\tau$.

Будем полагать, что изменение температуры по толщине изоляции греющей камеры линейно, тогда можно записать:

$$t_n = (t_m + t_o) / 2, \quad (4.14)$$

где t_o — температура окружающего воздуха.

Количество теплоты, передаваемое в парожидкостное пространство,

$$Q_1 = kF(t_n - \theta), \quad (4.15)$$

где k — коэффициент теплопередачи; F — поверхность нагрева; θ — температура раствора в трубном пространстве.

Тогда уравнение для греющей камеры будет иметь вид:

$$A \frac{dt_n}{d\tau} = -kFt_n + kF\theta + D_n r, \quad (4.16)$$

где $A = G_m c_m + 0,5 G_n c_n$; $r = i_n - i_k$.

Для математического описания переходных процессов в парожидкостном пространстве рассмотрим совместно уравнения материального и теплового балансов. Уравнение материального баланса имеет вид:

$$\frac{d(G_{\text{ж}} + G'_n + G''_n)}{d\tau} = S_0 - S_1 - W, \quad (4.17)$$

где $G_{\text{ж}}$ — масса раствора в аппарате; G'_n — масса пара над зеркалом испарения; G''_n — масса пара под зеркалом испарения; S_0 — расход раствора на входе; S_1 — расход раствора на выходе; W — выход вторичного пара.

Уравнение теплового баланса при условии, что раствор поступает подогретым до температуры кипения, будет иметь вид:

$$Q_1 + S_0 c_{\text{ж}} \theta = S_1 c_{\text{ж}} \theta - W i'_n, \quad (4.18)$$

где $c_{\text{ж}}$ — средняя теплоемкость раствора в аппарате; i'_n — энтальпия вторичного пара.

Масса пара и масса раствора могут быть выражены как

$$G_{\text{ж}} = \rho_{\text{ж}} V_{\text{ж}}; \quad (4.19)$$

$$G'_n = \rho'_n V'_n; \quad (4.20)$$

$$G''_n = \rho''_n V''_n, \quad (4.21)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность раствора; $V_{\text{ж}}$ — объем раствора; $\rho'_{\text{п}} = \rho''_{\text{п}}$ — плотности пара; $V'_{\text{п}}$, $V''_{\text{п}}$ — объемы пара над и под зеркалом испарения.

Считая, что $V_{\text{ж}} \gg V''_{\text{п}}$, и принимая, что плотность и теплоемкость раствора не зависят от температуры, аналогично предыдущему получим:

$$\rho_{\text{ж}} c_{\text{ж}} V_{\text{ж}} \frac{d\theta}{d\tau} = kF t_{\text{п}} - (kF + \rho_{\text{ж}} c_{\text{ж}} V_{\text{ж}}) \theta - W i'_{\text{п}} \quad (4.22)$$

Пренебрегая уносом жидкости, рассмотрим уравнение материального баланса сухих веществ

$$\frac{d(G_{\text{ж}} b)}{d\tau} = S_0 b_0 - S_1 b, \quad (4.23)$$

где b_0 , b — концентрации раствора на входе и выходе из аппарата.

Используя уравнение (4.19), получаем:

$$\rho_{\text{ж}} V_{\text{ж}} \frac{db}{d\tau} + \rho_{\text{ж}} b \frac{dV_{\text{ж}}}{d\tau} = S_0 b_0 - S_1 b. \quad (4.24)$$

Учитывая, что плотность раствора в аппарате остается постоянной, как и масса его при стационарных режимах, можно положить, что $V_{\text{ж}} = \text{const}$, тогда

$$\rho_{\text{ж}} V_{\text{ж}} \frac{db}{d\tau} = S_0 b_0 - S_1 b. \quad (4.25)$$

Исходя из материального баланса установки при стационарных условиях, можно записать $S_1 = S_0 - W$, тогда уравнение (4.25) может быть приведено к виду

$$\rho_{\text{ж}} V_{\text{ж}} \frac{db}{d\tau} = S_0 b_0 - S_0 b + W b. \quad (4.26)$$

Уравнения (4.16), (4.23) и (4.24) являются уравнениями динамики для выпарного аппарата.

Для составления уравнений динамики двухкорпусной выпарной установки будем считать, что:

температура в барометрическом конденсаторе поддерживается постоянной, т. е. $\theta_2 = \text{const}$;

концентрация поступающего на выпаривание раствора постоянна, т. е. $b_0 = \text{const}$;

поверхности выпарных аппаратов равны, т. е. $F_1 = F_2$; отбор экстра-пара отсутствует;

температура греющего пара для второго корпуса равна $t_{\text{п}2} = \theta_1 - \Delta$, где θ_1 — температура кипения раствора в первом корпусе; Δ — суммарная депрессия, принимаемая величиной постоянной.

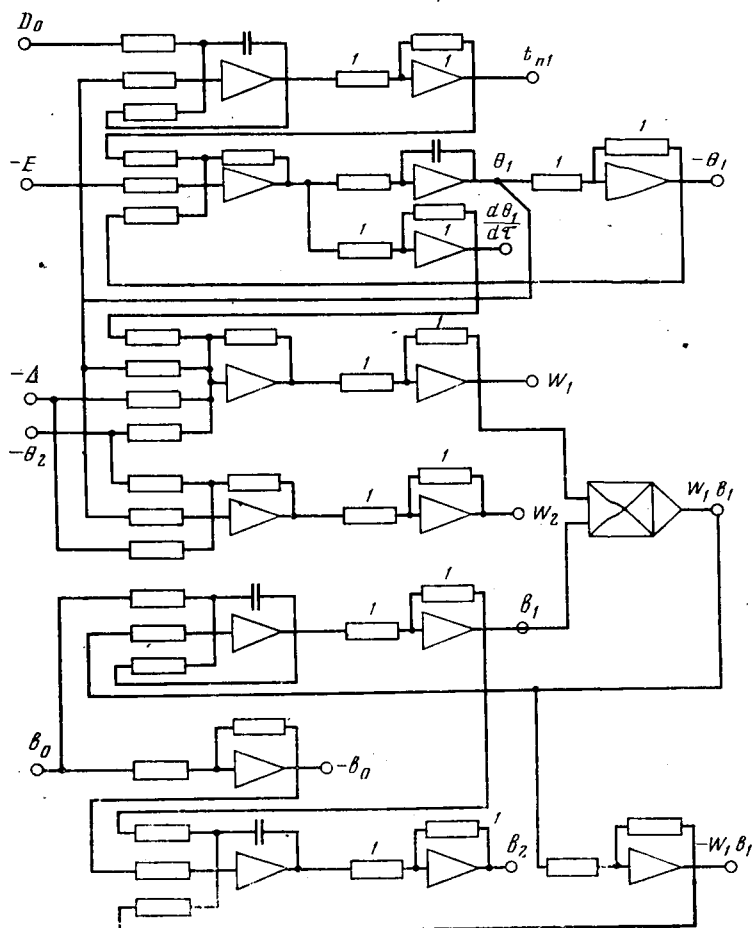


Рис. 4.4. Блок-схема для определения динамических характеристик двухкорпусной выпарной установки на АВМ.

Используя вышеприведенные уравнения и допущения, системе динамических уравнений для двухкорпусной выпарной установки можно придать вид (индекс 0 — для поступающих параметров, 1 — для первого корпуса, 2 — для второго корпуса):

$$\begin{aligned}
 \frac{dt_{\text{п1}}}{dz} &= \frac{k_1 F}{A_1} t_{\text{п1}} + \frac{k_1 F}{A_1} \theta_1 + \frac{r_1}{A_1} D; \\
 \frac{d\theta_1}{dz} &= \frac{k_1 F}{\rho_{\text{ж1}} c_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}} t_{\text{п1}} - \frac{k_1 F + \rho_{\text{ж1}} c_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}}{\rho_{\text{ж1}} c_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}} \theta_1 - \frac{i'_{\text{п1}}}{\rho_{\text{ж1}} c_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}}; \\
 W_1 &= \frac{A_2}{r_2} \frac{d\theta_1}{dz} - \frac{k_2 F}{r_2} \Delta + \frac{k_2 F}{r_2} \theta_1 - \frac{k_2 F}{r_2} \theta_2; \\
 W_2 &= \frac{k_2 F}{i'_{\text{п2}}} \theta_1 - \frac{k_2 F}{i'_{\text{п2}}} \Delta - \frac{k_2 F + \rho_{\text{ж2}} c_{\text{ж2}} V_{\text{ж2}}}{i'_{\text{п2}}} \theta_2; \\
 \frac{db_1}{dz} &= \frac{S_0}{\rho_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}} b_0 - \frac{S_0}{\rho_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}} b_1 + \frac{1}{\rho_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}} W_1 b_1; \\
 \frac{db_2}{dz} &= \frac{S_0}{\rho_{\text{ж2}} V_{\text{ж2}}} b_1 - \frac{S_0}{\rho_{\text{ж2}} V_{\text{ж2}}} b_0 - \frac{1}{\rho_{\text{ж1}} V_{\text{ж1}}} W_1 b_1.
 \end{aligned} \tag{4.27}$$

Система уравнений (4.27) преобразуется к машинному виду (см. гл. 2). Для определения коэффициентов необходимо произвести расчет выпарной установки при номинальном режиме. Блок-схема для исследования динамических характеристик представлена на рис. 4.4, с помощью которой можно исследовать зависимость $t_{\text{п1}}$, θ_1 , W_1 , W_2 , b_1 и b_2 от переменных D_1 , θ_2 , b_0 , Δ .

4.3. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Техническая характеристика выпарных аппаратов

Наибольшее распространение получили вертикальные трубчатые выпарные аппараты с паровым обогревом непрерывного действия с естественной и принудительной циркуляцией.

Для упаривания маловязких ($6 \cdot 10^{-3}$ — $8 \cdot 10^{-3}$ Па·с) некристаллизующихся и неагрессивных растворов получил распространение выпарной аппарат типа ВВ с внутренней греющей камерой и с центральной циркуляционной трубой [39]. В этом аппарате возникает устойчивая циркуляция раствора, что обеспечивает высокий коэффициент теплопередачи.

Выпарные аппараты с подвесной греющей камерой применяются для упаривания кристаллизующихся, агрессивных и умеренно вязких растворов. В таких аппаратах из-за большого сечения кольцевого канала между обечайкой и внутренней паровой камерой улучшена циркуляция раствора, а свободная подвеска греющей камеры исключает опасность нарушения плотности валь-

Таблица 4.1. Классификация и техническая характеристика выпарных аппаратов общего назначения

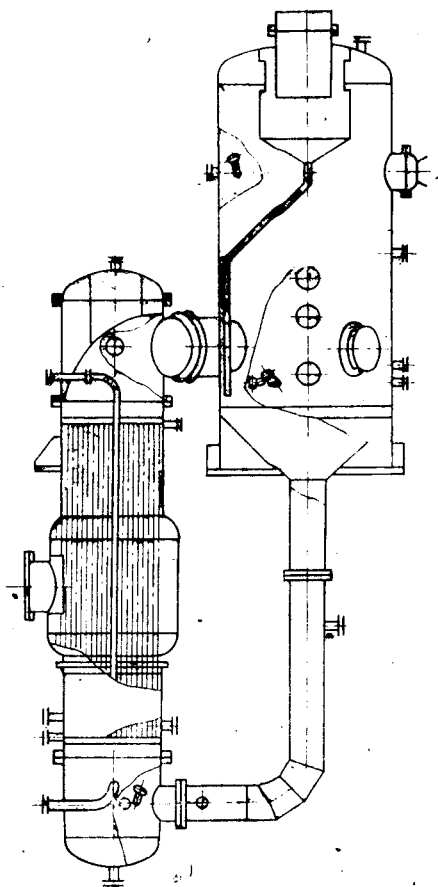
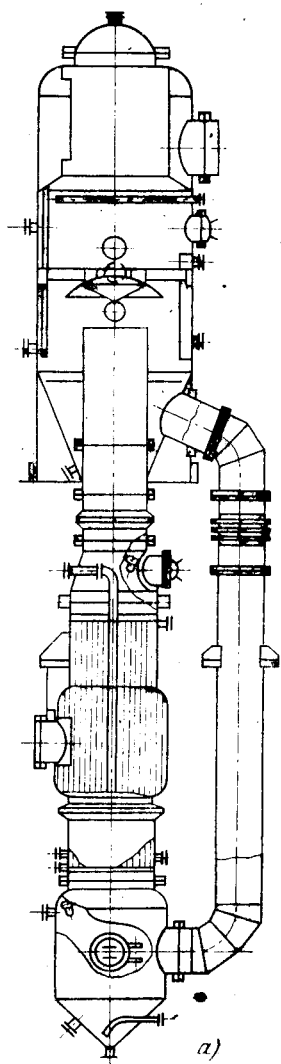
Индекс группы	Тип аппарата	Исполнение	Типоразмер аппарата	Площадь поверхности, м ²	Количество труб, шт.	Масса аппарата, кг		Наименование аппарата	Область применения
						сухого	при гидротестировании		
121	I	2	121-2855-01	250	468	17 600	52 120	Выпарные аппараты с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой, вынесенной зоной кипения и солеотделителем	Упаривание растворов, выделяющих кристаллы и образующих на греющих поверхностях растворимый осадок, удаляемый при промывке
			121-2855-02	400	780	28 290	91 190		
			121-2855-08	630	1250	42 630	146 990		
122	II	1	121-2856-01	80	195	5690	11 980	Выпарные аппараты с естественной циркуляцией, вынесенной греющей камерой и кипением раствора в трубах	Упаривание растворов, не образующих значительного осадка на греющей поверхности
			122-2856-02	125	310	8240	18 110		
			122-2856-03	200	408	12 615	31 980		
			122-2856-04	250	626	16 930	45 510		
			122-2857-01	50	101	4850	1360	Выпарные аппараты с естественной циркуляцией, вынесенной греющей камерой и зоной кипения	Упаривание растворов, образующих на греющих поверхностях осадок, удаленный механическим способом
			122-2857-02	100	195	8250	20 850		
			122-2857-03	160	310	11 850	34 350		
			122-2854-04	250	468	14 650	44 200		
			122-2857-05	315	626	20 850	73 450		
			122-2857-06	400	780	27 450	89 450		
			122-2857-07	630	1250	38 650	145 150		
			126-2858-01	63	101	8500	23 850	Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией, соосной греющей камерой и солеотделителем	Упаривание растворов, выделяющих кристаллы и образующих на греющих поверхностях осадок, удаляемый при промывке
			126-2858-02	125	195	13 990	40 250		
			126-2858-03	200	310	20 150	66 400		
			126-2858-04	315	468	33 830	135 650		
126	III	1	126-2858-05	400	625	43 600	147 750		

Индекс группы	Тип аппарата	Исполнение	Типоразмер аппарата	Площадь поверхности, м ²	Кол-во труб, шт.	Масса аппарата, кг		Наименование аппарата	Область применения
						сухого	при гидро-испытании		
126	III	2	126-2859-01	630	1038	60 750	189 000	Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией, соосной греющей камерой и вынесенной зоной кипения	Упаривание вязких растворов и растворов, образующих на греющих поверхностях незначительный труднорастворимый осадок, удаляемый механическим способом и промывкой
			126-2859-02	800	1250	69 450	215 000		
126	IV	—	126-2860-01	63	101	8100	22 850	Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией, вынесенными греющей камерой и зоной кипения	Упаривание растворов, образующих на греющих поверхностях труднорастворимый осадок, удаляемый механическим способом
			126-2860-02	125	195	12 800	37 350		
127	V	1	126-2860-03	200	310	18 900	73 100	Выпарные аппараты пленочные с восходящей пленкой и соосной греющей камерой	Упаривание пенящихся или термонестойких растворов, не образующих осадка на греющих поверхностях
			126-2860-04	315	468	29 750	91 400		
			126-2860-05	400	626	37 300	117 700		
			126-2860-06	500	780	44 800	145 800		
			127-2861-01	50	101	4600	11 540		
			127-2861-02	100	195	6720	16 520		
127	V	1	127-2861-03	160	310	9040	21 820	Выпарные аппараты пленочные с восходящей пленкой и соосной греющей камерой	Упаривание пенящихся или термонестойких растворов, не образующих осадка на греющих поверхностях
			127-2861-04	250	468	12 130	29 950		
			127-2861-05	315	626	14 800	37 270		
			127-2861-06	400	816	19 810	48 880		
			127-2861-07	500	414*	23 070	59 540		
			127-2861-08	630	540*	28 940	66 820		
127	V	1	127-2861-09	800	666*	37 990	84 880		

* Трубы диаметром 57Х2,5 мм.

шовочных соединений между трубами и решеткой при термической деформации.

Выпарные аппараты с подвесной греющей камерой широко применяются для выпаривания электролитических щелоков.



В каталоге выпарных аппаратов общего назначения (1979 г.) [15] дано описание конструкций и принципа действия выпарных вертикальных трубчатых аппаратов с паровым обогревом с естественной и принудительной циркуляцией.

На рис. 4.5 представлены выпарные аппараты с естественной циркуляцией для выпаривания растворов, образующих осадки в виде кристаллов на греющих поверхностях.

Устранить инкрустацию поверхности нагрева при выпаривании кристаллизующихся растворов можно выбором скорости раствора в трубах 2—2,5 м/с. В тех случаях, когда такой скорости нельзя достичь температурным перепадом между теплоносителями при естественной циркуляции, выпарная установка проектируется в расчете на применение аппаратов с принудительной циркуляцией, создаваемой насосами, установленными снаружи или внутри аппарата. При большой скорости раствора, создаваемой насосом, парообразование начинается за пределами греющей поверхности или на небольшом выходном участке трубы. Образующиеся при этом кристаллы соли находятся преимущественно во взвешенном состоянии и выносятся из аппарата вместе с концентрированным раствором.

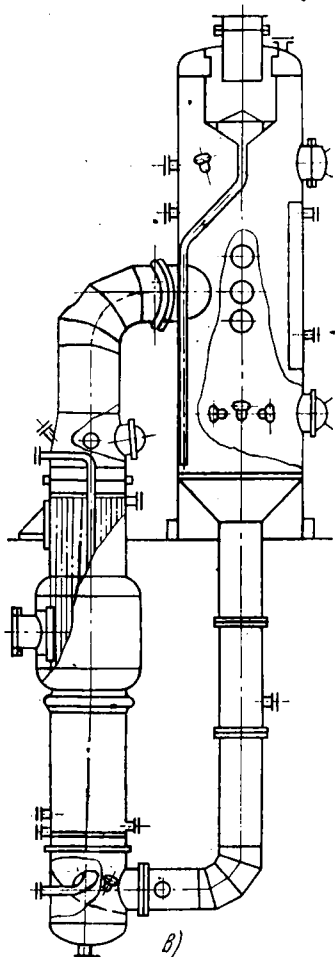
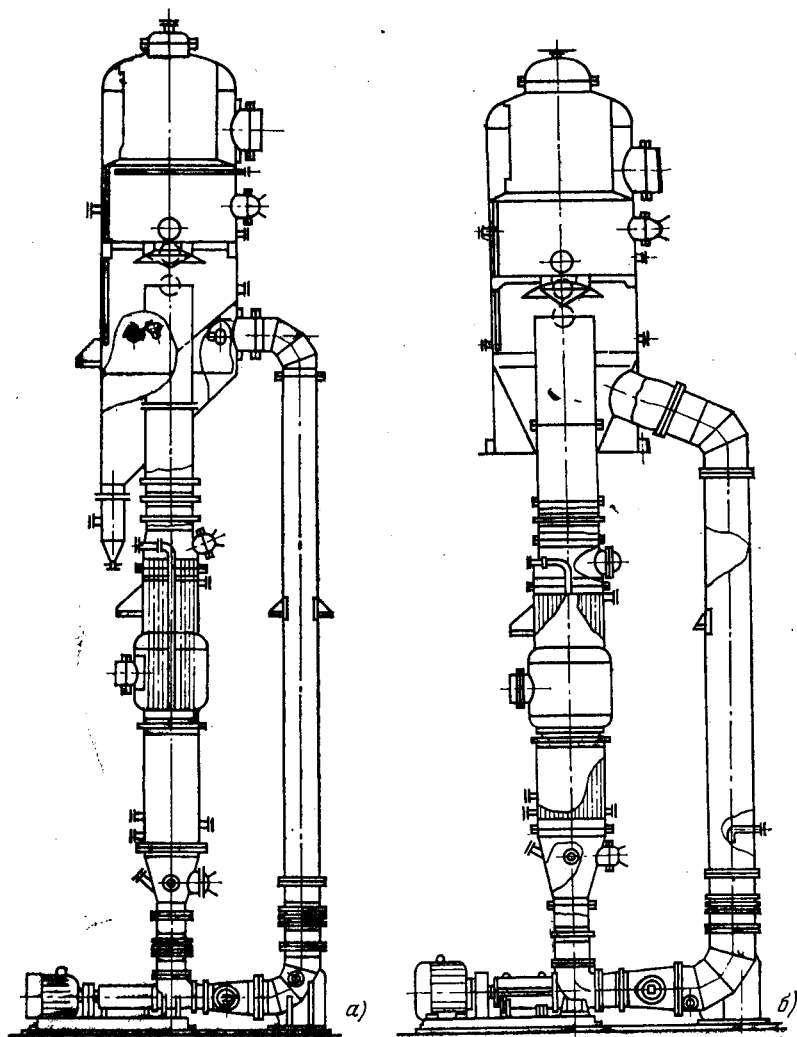


Рис. 4.5. Выпарные аппараты с естественной циркуляцией.

а — с вынесенной зоной кипения; б — с вынесенной камерой; в — с вынесенными греющей камерой и зоной кипения.

Расчеты показали, что в аппаратах с принудительной циркуляцией скорость раствора должна быть не менее 1,5 и не более 2,5 м/с. Нижний предел устанавливается началом солевых отложений, верхний — превышением расходов на электроэнергию для перекачки над экономией в затратах на поверхность нагрева за счет повышенных скоростей раствора.



На рис. 4.6 изображены выпарные аппараты с принудительной циркуляцией для выпаривания кристаллизующихся и вязких растворов.

Для упаривания растворов, кипение которых сопровождается пенообразованием, применяются пленочные аппараты.

В промышленности нашли применение выпарные аппараты с поднимающейся (восходящей) пленкой (рис. 4.7,а). Аппараты компактны и отличаются высокой скоростью раствора в трубах; в литературе подчеркивается возможность сгущения в таких аппаратах тер-

молабильных растворов. Однако такие аппараты более других чувствительны к неравномерности подачи раствора и страдают частым нарушением плотности развальцовки труб [31, 32].

Очень вязкие, пастообразные и термолабильные растворы упариваются в аппаратах роторного типа с перемешиванием обрабатываемого вещества скребками. Один из таких аппаратов показан на рис. 4.7,б. Раствор поступающий в аппарат с помощью дозирующего насоса, растекается пленкой по внутренней стенке, захватывается вра-

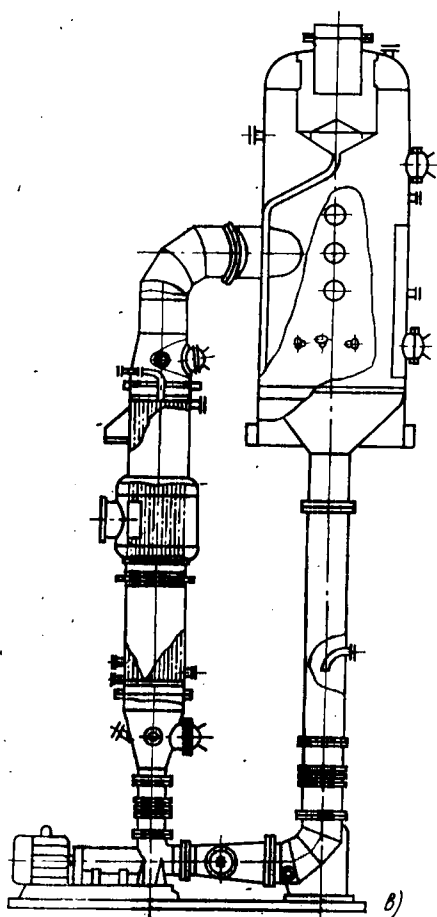


Рис. 4.6. Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией.

а — с соосной греющей камерой и солеотделителем; б — с соосной греющей камерой и вынесенной зоной кипения; в — с вынесенными греющей камерой и зоной кипения.

щающимися скребками и размазывается по всей греющей поверхности. По мере упаривания растворителя на стенке образуются твердый продукт или паста, которые соскабливаются и выводятся из аппарата через нижний патрубок и секторный затвор.

Классификация и технические характеристики выпарных аппаратов общего назначения даются в табл. 4.1, размеры труб греющих камер выпарных аппаратов — в табл. 4.2. Индексы, указывающие давление в сепараторе и в межтрубном пространстве греющей камеры, приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.2. Размеры труб греющих камер выпарных аппаратов

Тип аппарата	Исполнение	Длина труб, мм	Диаметр и толщина стенки труб, мм
I	2	5000	38×2
II	1	4000	38×2
	2	5000	38×2
III	1	6000	38×2
	2	6000	38×2
IV	—	6000	38×2
V	1	5000	38×2
		7000	57×2,5

Таблица 4.3. Индексы, указывающие давление в промежуточном пространстве греющей камеры и в сепараторе

Индекс	Условное избыточное давление, МПа	
	в сепараторе	в греющей камере
01	Вакуум	0,3
02	0,3	0,3
03	Вакуум	0,6
04	0,3	0,6
05	0,6	0,6
06	Вакуум	1,0
07	0,3	1,0
08	0,6	1,0

Аппараты и отдельные их элементы могут быть изготовлены из сталей, разрешенных к применению Госгортехнадзором СССР и ОСТ 26-291 (ВСтЗсп, ВСтЗпс, ВСтЗгпс, 06ХН28МДТ, 20К, 0912С, 0ГС1, 16ГС, 08Х18Г8Н2Т, 08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т), и двухслойных сталей с плакирующим слоем (08Х13, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т).

Каждый типоразмер аппарата имеет условное обозначение: первые три цифры — индекс группы аппаратов в соответствии с классификатором изделий основного производства заводов отрасли; четыре цифры после тире — регистрационный номер технической документации;

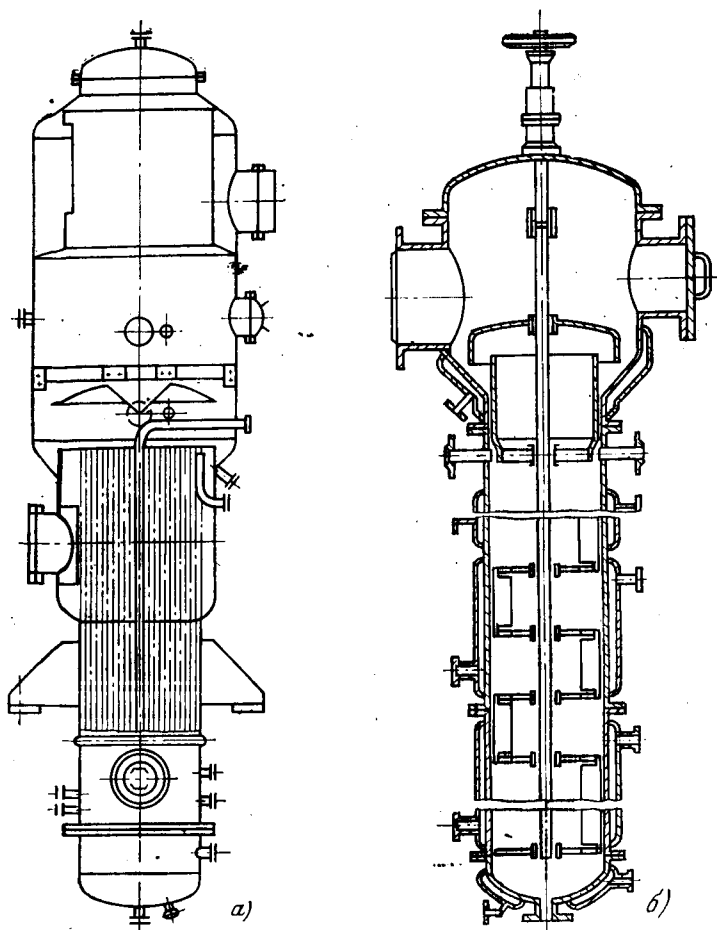


Рис. 4.7. Пленочные выпарные аппараты.

а — с восходящей пленкой; *б* — роторного типа со скребками.

следующие две цифры после тире — основные размеры аппарата; последние две цифры — индекс, обозначающий давление в греющей камере и сепараторе аппарата.

Технологические элементы выпарных аппаратов

Выпарные аппараты с рекуперативным нагревом раствора имеют следующие основные технологические элементы: греющую камеру, растворное пространство и сепаратор (или брызгоотделитель).

Греющая камера представляет собой -трубчатый пучок с двумя трубными решетками, вставленный в кожух-обечайку. В аппаратах жесткой конструкции [9, 39] греющая камера встраивается между днищем и паровым пространством, в аппаратах с подвесной греющей камерой она свободно подвешивается внутри растворного пространства с помощью пароподводящей трубы и специальных подвесок.

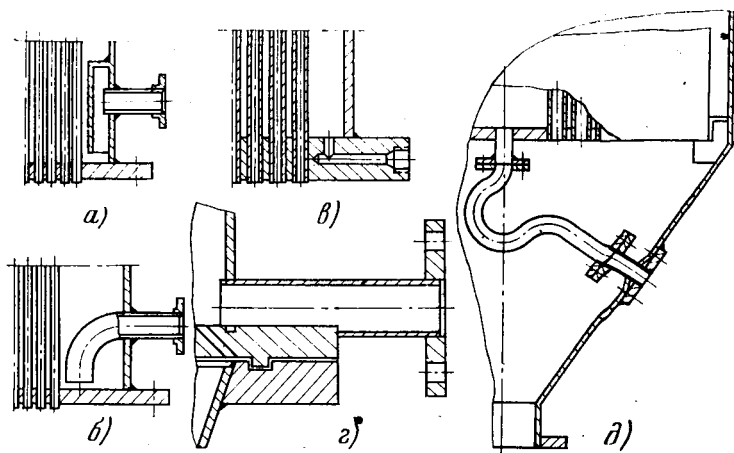


Рис. 4.8. Конструктивное оформление узла для вывода конденсата из греющей камеры.

а — патрубок с карманом; *б* — гнутый патрубок; *г* — сверление в трубной решетке; *г* — патрубок, приваренный к трубной решетке; *д* — вывод конденсата из подвесной греющей камеры.

Греющий пар подводится в паровую камеру одним или двумя патрубками в верхней ее части по возможности равномерно по объему парового пространства и без прямого удара в греющие трубки. Вывод конденсата из греющей камеры должен конструктивно быть простым и обеспечивать минимальное затопление трубок. На рис. 4.8 показано несколько вариантов конструктивного оформления вывода конденсата из греющих камер.

Конденсация пара всегда сопровождается выделением неконденсирующихся при данной температуре газов — воздуха, углекислого газа, аммиака и др. Их уда-

ляют путем периодической продувки паровой камеры в атмосферу или вакуумную линию в зависимости от давления конденсирующегося пара.

Греющую поверхность определяют по обычным законам и формулам теплопередачи. Конструктивный расчет греющей поверхности и всей камеры выпарных аппаратов производится аналогично расчету поверхностей нагрева обычных трубчатых теплообменных аппаратов.

Растворное пространство в выпарном аппарате с циркуляцией раствора включает в себя объем греющей камеры, внутренний объем кипяtilьных и циркуляционных труб и кольцевое пространство между греющей камерой и корпусом аппарата (при подвесной камере), а также объем, занимаемый раствором над греющей камерой. В пленочных аппаратах без циркуляции раствора растворное пространство незначительно и не имеет строго определенного объема. Благодаря большому растворному пространству повышается инерционность в режиме работы аппаратов и создаются условия, при которых аппарат мало чувствителен к колебаниям в подаче пара и раствора, изменения концентрации раствора незначительны и опасность оголения и инкрустации верхних участков труб невелика.

Вместе с тем в случае изменения давления вторичного пара при большом объеме раствора усложняется работа аппарата. Падение давления сопровождается бурным самовскипанием раствора, вследствие чего увеличиваются унос и заброс жидкости в паропровод вторичного пара. При упаривании пенящихся растворов большой объем жидкости способствует бурному пенообразованию и заполнению пеной всего парового пространства. Поэтому аппараты с большим растворным пространством не рекомендуются для выпаривания пенящихся растворов.

Подвод раствора осуществляют обычно через боковые патрубки: над верхней трубной решеткой в аппаратах жесткой конструкции и в зоне кольцевого пространства в аппаратах с подвесной греющей камерой. Ввод раствора под нижнюю решетку через распределительный коллектор способствует улучшению циркуляции, но он опасен из-за возникновения гидравлических ударов при подаче раствора в перегретом состоянии, а также из-за забивания отверстий коллектора при упаривании кристаллизующихся и пастообразных растворов.

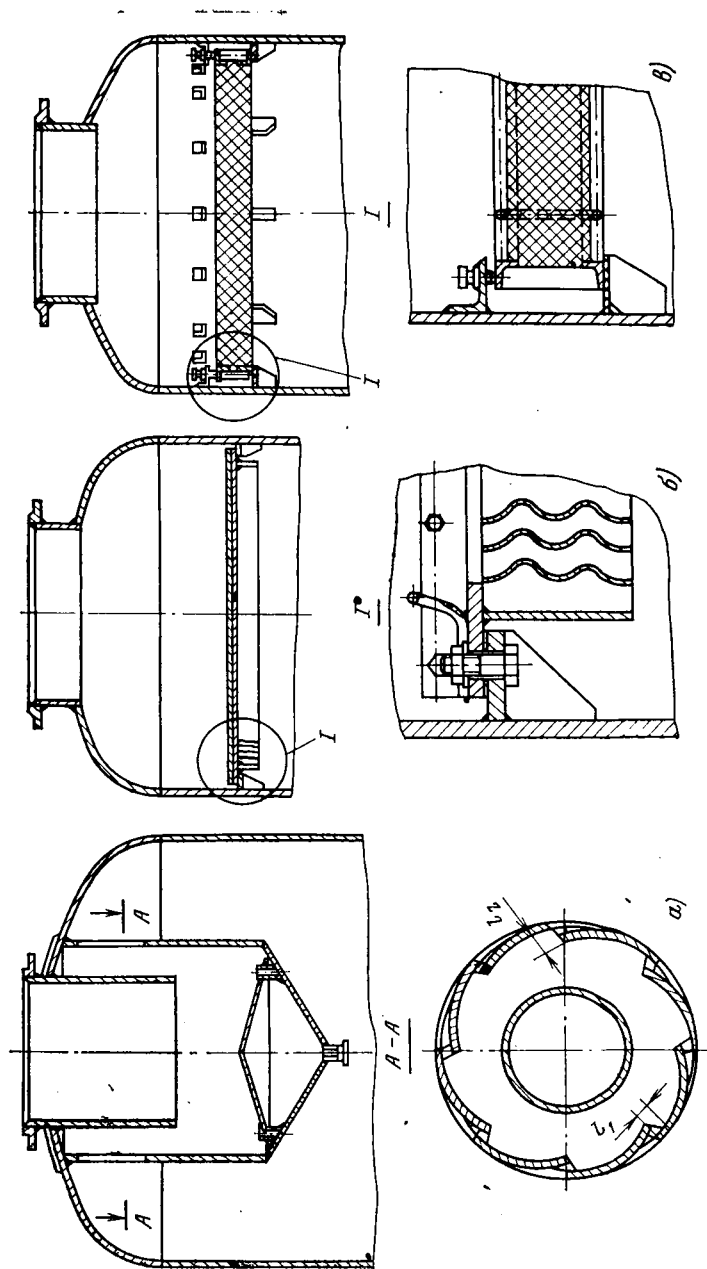


Рис. 4.9. Брызгоотделители.
 а — циклонный; б — жалюзийный; в — сетчатый.

Брызгоотделители. Даже при номинальных условиях работы свободное пространство выпарного аппарата не устраняет полностью уноса брызг. При работе же с повышенной производительностью или с пенообразующими растворами габариты сепарирующего пространства аппарата потребовались чрезмерно большими. Вместо увеличения объема аппарата устанавливают специальные брызгоотделители, встроенные в корпусе или вынесенные за его пределы. Кроме малых массы и габаритов брызгоотделители должны отличаться малым гидравлическим сопротивлением, хорошо улавливать брызги, непрерывно отводить влагу и не засоряться.

Принцип работы брызгоотделителей основан на таких эффектах, как сила гравитации (инерционный), центробежный эффект (циклонный) или контактное взаимодействие (пленочный или поверхностный).

На рис. 4.9 показаны брызгоотделители, устанавливаемые в выпарных аппаратах. Тип брызгоотделителя и его размеры выбираются исходя из условий работы и вида упариваемого раствора.

Циклонные брызгоотделители применяются при упаривании чистых, пенящихся, кристаллизующихся и загрязненных (с механическими включениями) растворов. Эти брызгоотделители наиболее универсальны, но имеют значительное сопротивление.

При выборе циклонных брызгоотделителей рекомендуется скорость пара при входе в щели принимать 15—30 м/с при атмосферном давлении в сепараторе и 30—70 м/с при вакууме.

Жалюзийные брызгоотделители применяются при упаривании чистых и слабокристаллизующихся растворов, образующих легкосмываемые осадки. Для промывки брызгоотделителей предусмотрено промывочное устройство (форсунки).

Сетчатые брызгоотделители применяются при упаривании пенящихся чистых растворов, не образующих осадки.

Расчет циркуляции в выпарных аппаратах

Циркуляция растворов в выпарных аппаратах улучшает теплообмен и уменьшает отложения солей на стенках труб. Образующиеся в растворе кристаллы выделяются из пульпы в специальных солеотделителях, фильтрах и центрифугах. Для устранения инкрустации поверхности нагрева скорость раствора на входе в греющие трубы должна быть не менее 2,5 м/с.

В аппаратах может быть применена однократная и многократная циркуляция раствора, причем многократ-

ная циркуляция может быть естественной и принудительной.

Кратностью циркуляции K называют отношение количества раствора G , кг/ч, проциркулировавшего через сечение растворного пространства выпарного аппарата, к количеству выпаренной влаги W , кг/ч:

$$K=G/W. \quad (4.28)$$

Естественная циркуляция возникает из-за разности плотностей некипящего раствора в опускных каналах ρ_p и кипящего раствора в подъемных трубах $\rho_{см}$. Движущий напор $p_{дв}$ в циркуляционном контуре длиной L можно выразить следующей формулой:

$$p_{дв}=L(\rho_p-\rho_{см}). \quad (4.29)$$

При установившемся режиме циркуляции этот напор уравновешен суммой гидравлических сопротивлений в опускном и подъемном каналах контура:

$$p_{дв}=\Sigma \Delta p_{оп}+\Sigma \Delta p_{под}. \quad (4.30)$$

Чем меньше $\rho_{см}$, т. е. чем больше доля пара в парожидкостной смеси, тем больше движущий напор и тем выше скорость циркуляции. С увеличением скорости раствора растет гидравлическое сопротивление тракта.

При заданных размерах и шероховатости циркуляционного контура и свойствах и давлении раствора каждому значению теплового потока соответствует строго определенная скорость циркуляции. Скорость циркуляции раствора может быть найдена при совместном решении уравнений (4.29) и (4.30), если движущий напор и сопротивления в контуре будут выражены в виде функции скорости циркуляции.

Опуская подробности вывода уравнений для выражения движущего напора и сопротивлений на участках через скорость циркуляции [9], приводим конечные формулы, с помощью которых скорость w_p может быть определена графоаналитическим методом. Расчет производится с учетом следующих допущений:

1. Скорость пара относительно раствора равна нулю.
2. Коэффициент теплопередачи и температурный напор между греющим паром и раствором по высоте труб приняты постоянными.

3) Введено понятие приведенной скорости $w_{пр}$ — скорости одной из фаз, отнесенной к полному сечению канала. Так, приведенная скорость пара, образующегося на выходе из кипяtilьной трубы, выражается равенством

$$w_{пр} = W\rho_{п}/f = 4W\rho_{п}/\pi d^2_1, \quad (4.31)$$

где $W = \pi d_{вн} L_1 k \Delta t / r$ — паропроизводительность кипяtilьной трубы, кг/с; $\rho_{п}$ — плотность пара, кг/м³; r — теплота парообразования вторичного пара, кДж/кг; $d_{вн}$ и L_1 — внутренний диаметр и длина кипяtilьной трубы, м; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Δt — температурный напор между греющим паром и кипящим раствором, К.

Движущий напор (рис. 4.10), Па, выражается уравнением

$$p_{дв} = \frac{10,2}{\rho_p} L_1 \left[1 - \frac{w_0}{w_{пр}} \ln \left(1 + \frac{w_{пр}}{w_0} \right) \right]. \quad (4.32)$$

Принудительная циркуляция в выпарных аппаратах обеспечивается насосами. Мощность привода к циркуляционному насосу N определяется по формуле

$$N = G \Delta p / \rho_p \eta_{нас}, \quad (4.33)$$

где Δp — напор, который должен создать насос, Па; G — количество раствора, циркулирующего в контуре аппарата, кг/с; $\eta_{нас} = 0,7 \div 0,8$ — к. п. д. насоса.

Объем парового пространства, часто называемого надрастворным, определяет чистоту и сухость вторичного пара, выходящего из выпарного аппарата. Унос вместе с паром жидкости, содержащей концентрируемый продукт, загрязняет конденсат этого пара и тем самым накладывает ограничения на его использование для питания котлов и для обогрева в теплообменных аппаратах. Унос уменьшает выход готового продукта и тем самым увеличивает его стоимость.

Методы борьбы с уносом определяются в зависимости от склонности раствора к пенообразованию. Раство-

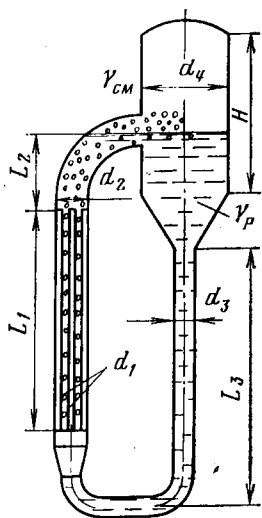


Рис. 4.10. Схема циркуляционного контура вертикального выпарного аппарата с естественной циркуляцией.

ры, отличающиеся малым коэффициентом поверхностного натяжения σ и высокой вязкостью μ , склонны к пенообразованию, т. е. образуют тонкие и стойкие пленки вокруг паровых пузырей.

Образующаяся пена заполняет все пространство аппарата и сепаратора и выносится с паром из выпарного аппарата на поверхности других теплообменников или в конденсатор. Ни увеличение парового объема, ни механические препятствия не дают должного эффекта по устранению уноса при упаривании пенообразующих рас-

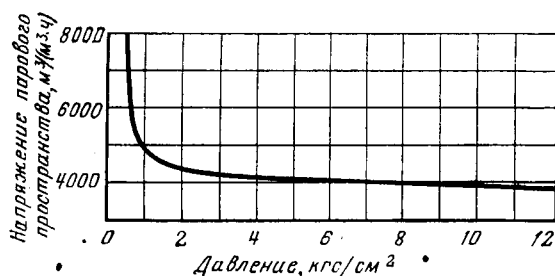


Рис. 4.11. Зависимости предельного напряжения парового пространства при кипении воды R_p .

творов. Только в результате добавки керосина, растительного масла и других веществ, повышающих поверхностное натяжение и снижающих вязкость, можно ослабить пенообразование раствора.

Кристаллизующиеся растворы не склонны к вспениванию, однако и при их упаривании происходит унос мелких капель из-за больших скоростей пара.

Унос, обычно возрастающий с повышением производительности выпарного аппарата, определяется *объемным напряжением парового пространства*, т. е. количеством образующегося пара в м³/ч на м³ парового пространства. Наибольшее напряжение парового пространства, при котором пар может быть достаточно сухим, называется *предельным напряжением парового пространства*. Предельное напряжение парового пространства сильно снижается при повышении давления и зависит от уровня кипящей жидкости над поверхностью нагрева, высоты парового объема, свойств жидкости и других факторов.

Зависимость предельного напряжения R_v от давления для кипения воды показана на рис. 4.11. Надежных данных для кипения растворов пока нет.

Учитывая легкую вспениваемость некоторых растворов, приближенно предельное напряжение парового пространства в выпарных аппаратах R'_v принимают равным 0,3—0,4 от R_v для воды. При давлении в 0,1 МПа $R'_v = 1600 \div 1700 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Для аппаратов с давлением, отличным от атмосферного, — в пределах от 0,01 до 1,6 МПа — для выбора напряжения парового пространства R^*_v пользуются формулой

$$R^*_v = \varphi R'_v \quad (4.34)$$

и графиком на рис. 4.12.

Между степенью уноса и напряжением зеркала испарения R_s имеется определенная зависимость. Повышение R_s сверх определенной величины вызывает усиление образования брызг. Нормальным для выпарных аппаратов считается $R_s = 1500 \div 3000 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Скорость вторичного пара в паровом пространстве выпарного аппарата должна быть в пределах 2—4 м/с при атмосферном давлении и может быть равной 6—8 м/с при давлении 0,01 МПа. При условии разделения жидкой и паровой фаз высота парового пространства H_v принимается равной не менее 1,5 м.

Для выпарного аппарата производительностью W , кг/ч, объем парового пространства, м^3 , может быть определен по формуле

$$V = W / \rho_p R^*_v. \quad (4.35)$$

Высота парового пространства

$$H_v = \frac{4V}{\pi D_a^2} \geq 1,5 \text{ м}. \quad (4.36)$$

Для пенящихся растворов высота H_v принимается равной 2,5—3 м.

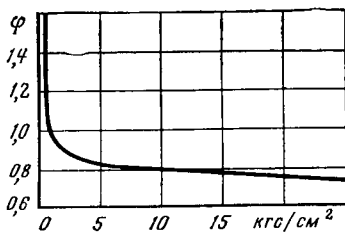


Рис 4.12. Зависимость поправочного коэффициента φ от давления.

Сечение аппарата, m^2 , может быть определено исходя из предельного напряжения зеркала испарения:

$$S = W \rho_n / R_s = \pi D_a^2 / 4. \quad (4.37)$$

Диаметр корпуса выпарного аппарата, м,

$$D_a = \sqrt[4]{4V / \pi H_v}. \quad (4.38)$$

Для удобства эксплуатации паровое пространство выпарного аппарата оборудуется обычно такими средствами, как перфорированная трубка для сбивания пены струей воды или слабого раствора, люк или лаз, смотровые стекла, предохранительный клапан, манометр или мановакуумметр. Кроме того, ставятся штуцера для удаления воздуха (при пуске) и для вывода неконденсирующихся газов из греющей камеры.

4.4. РАСЧЕТ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

При расчете многокорпусной выпарной установки решаются следующие задачи [31]:

1) выбор и оптимизация технологической схемы выпаривания раствора (число корпусов, последовательность движения выпариваемого раствора по корпусам и др.);

2) выбор конструкции и определение поверхности нагрева и парового пространства выпарных аппаратов;

3) определение параметров технологического режима (температуры раствора, давления пара по корпусам, величины материальных потоков и др.);

4) выбор и расчет схемы подогрева раствора.

Все расчеты основываются на уравнениях материального и теплового балансов, а также законах тепло- и массообмена.

Суммарные приведенные затраты на работу установки являются критериями оптимальности для выбора и расчета параметров многоступенчатой выпарной станции и состоят из стоимости греющего пара, охлаждающей воды, электроэнергии, природного газа и других эксплуатационных затрат, включая содержание обслуживающего персонала, амортизационные отчисления на оборудование, здания и т. д., а также стоимости основного и вспомогательного оборудования. Выбор оптимального

варианта производится при сопоставлении расчетных данных, схем и вариантов.

В рамках учебного пособия показать всю полноту проектного решения выпарной станции не представляется возможным, поэтому далее рассмотрим упрощенный случай, для которого количество аппаратов и тепловая схема заданы. Необходимо определить поверхности нагрева и конструктивно-режимные параметры аппаратов. Даже при этих ограниченных условиях неизвестными для каждой ступени выпарки будут: количество выпариваемого растворителя, концентрация получаемого раствора, его температура кипения, величина депрессий, тепловые потоки, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, поверхность нагрева и конструктивные размеры аппаратов. Так как число уравнений, которые можно обоснованно составить, обычно не соответствует количеству искомых величин, то задача становится неоднозначной. Приходится задаваться рядом величин, производить расчет, а затем проверять их пригодность, т. е. расчет выпарных установок производить методом последовательных приближений. Для традиционного «ручного» счета такой метод трудоемок, особенно когда перед расчетом необходимо задаваться тремя — четырьмя неизвестными параметрами. Как показывает практика, расчет многоступенчатых выпарных установок наиболее целесообразно производить с помощью ЭВМ.

Рассмотрим расчет прямоточной трехкорпусной выпарной установки.

Задано: подлежащий выпариванию с его физическими характеристиками раствор и производительность установки G_n по исходному раствору; начальная и конечная концентрации b_n и b_k ; давление греющего пара $p_{г.п}$; давление в конденсаторе p_k ; отбор экстра-пара E осуществляется из первого корпуса. Считаем, что раствор на выпаривание подается предварительно подогретым до температуры кипения; выпадение кристаллов отсутствует.

Блок-схема расчета выпарной установки приведена на рис. 4.13. Ниже дано описание блоков.

Блок 1. Вводим исходные данные (G_n , b_n , b_k , $p_{г.п}$ и т. д.), теплотехнические свойства раствора, греющего пара, охлаждающей воды (λ , c , r , v и т. д.), а также выбранные конструктивные параметры аппаратов (H , d_n , $d_{вн}$ и т. д.).

Блок 2. Определяем общее количество выпаренной во всей установке воды W . Приближенно можно считать, что на 1 кг греющего пара образуется 1 кг вторичного пара, т. е.

$$W = G_n \left(1 - \frac{b_n}{b_k} \right). \quad (4.39)$$

Количество выпаренной воды может быть рассчитано также по методу А. И. Тищенко. При этом предварительно необходимо задаться распределением температур по корпусам установки, количеством выпариваемой воды по корпусам (например, $W_1 : W_2 : W_3 = 1 : 0,8 : 0,6$), которые в процессе решения должны уточняться. Та-

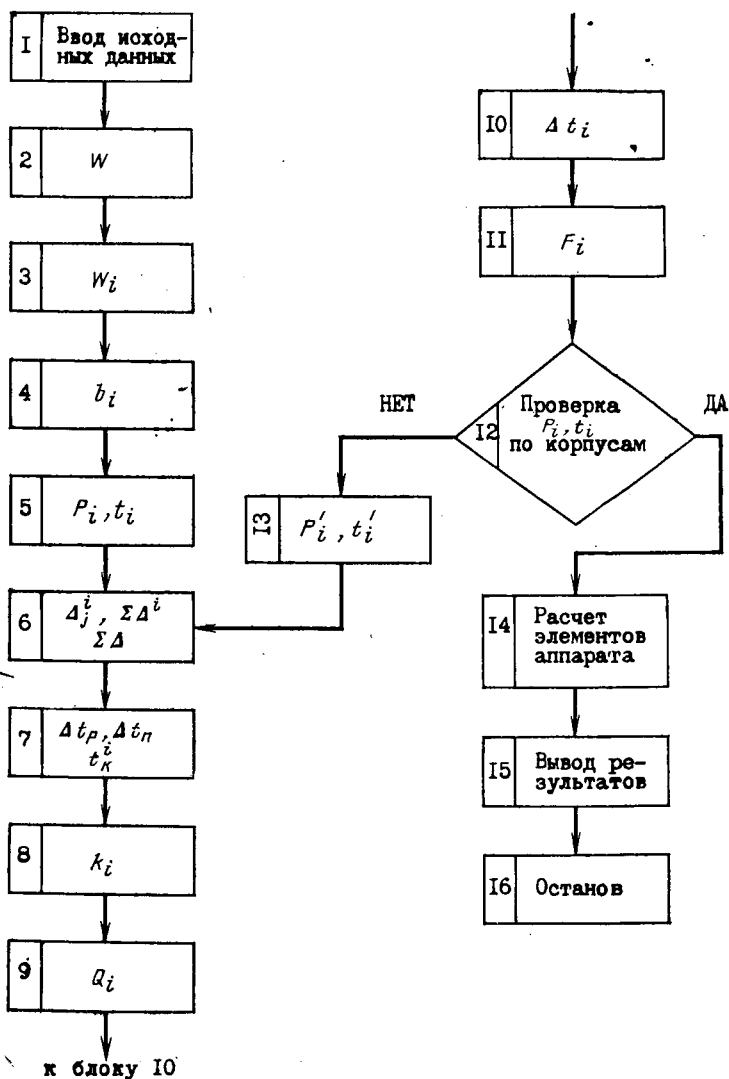


Рис. 4.13. Блок-схема расчета выпарных установок на ЦВМ.

ким образом, в этом случае необходимо составить подпрограмму решения.

Б л о к 3. Определяем количество выпаренной воды по корпусам W_i с учетом отбора экстра-пара:

$$W_1 = W_x + E; \quad W_2 = W_3 = W_x, \quad (4.40)$$

где $W_x = (W - E)/3$. Если $E = 0$, то $W_1 = W_2 = W_3 = W/3$.

Б л о к 4. Определяем концентрацию раствора по корпусам:

$$b_i = b_n / \left(1 - \frac{W - \sum_{l=1}^{i-1} W_l}{G_n} \right), \quad (4.41)$$

где $i = 1, 2, 3$ — номера корпусов.

Б л о к 5. Распределяем перепады давлений по корпусам, предварительно принимая их одинаковыми в каждом корпусе, т. е. $p_i = (p_{г.п} - p_k)/3$, и по ним определяем температуры насыщения водяного пара в каждом корпусе. Зависимость $t = f(p)$ может быть за- табулирована и предварительно введена в память вычислительной машины или представляться в блоке 5 в виде функциональной зависимости.

Б л о к 6. Производим расчет температурной, гидростатической и гидравлической депрессий по корпусам, т. е. Δt_j , а также суммарных депрессий во всей выпарной установке $\Sigma \Delta$. При детальном расчете необходимо составлять частные подпрограммы для определения всех депрессий по методике, изложенной в [36, 41, 54, 70].

Б л о к 7. Определяем располагаемую Δt_p и полезную Δt_n разности температур в установке

$$\Delta t_p = t_s - t_k, \quad (4.42)$$

где t_s — температура насыщения греющего пара в первом корпусе, °C; t_k — температура конденсации вторичного пара последнего корпуса в конденсаторе, °C;

$$\Delta t_n = \Delta t_p - \Sigma \Delta. \quad (4.43)$$

Затем определяем температуры кипения раствора в каждом корпусе:

$$t_{к.р} = t_{вт.п} + \Delta t_j, \quad (4.44)$$

где $t_{вт.п}$ — температура вторичных паров по корпусам, °C.

Б л о к 8. Определяем коэффициенты теплопередачи по корпусам k_i . При этом составляем отдельные подпрограммы. Расчет и функциональные зависимости этих подпрограмм аналогичны расчету коэффициентов теплопередачи в теплообменных аппаратах [9, 39].

Б л о к 9. Определяем расходы теплоты в каждом корпусе Q_i по формуле

$$Q_i = W_i r_i - G'_{i-1} c_{i-1} (t_{i-1} - t_i), \quad (4.45)$$

где W_i , r_i — количество и теплота испарения вторичного пара; G'_{i-1} , c_{i-1} , t_{i-1} — количество, теплоемкость и температура раствора, выходящего из выпарного аппарата и направляемого на выпаривание.

Расчет может производиться с учетом и без учета потерь теплоты в окружающую среду. При наличии расширительных сосудов в схеме следует учитывать теплоту самовскипания.

Блок 10. Производим распределение полезной разности температур по корпусам. Возможны три варианта [39]:

1) при условии равенства поверхностей нагрева всех корпусов

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \frac{k_1}{k_i} \frac{Q_i}{Q_1}, \quad (4.46)$$

где i — порядковый номер корпуса;

2) при условии минимальности общей поверхности нагрева

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_i} \frac{Q_i}{Q_1}}, \quad (4.47)$$

3) при условии выпаривания с минимальной общей поверхностью нагрева при одинаковых поверхностях нагрева отдельных корпусов

$$\Delta t_i = \Delta t_1. \quad (4.48)$$

Блок 11. Рассчитываем поверхности нагрева корпусов F_i :

$$F_i = Q_i / k \Delta t_i. \quad (4.49)$$

Блок 12. Производим сравнение принятых давлений и соответственно температур с полученными по расчету. Если расхождение составляет более 10%, принимаем новые значения давлений p'_i и температур t'_i (блок 13) и повторяем расчет.

Блок 14. По полученным результатам производим расчет элементов аппарата (греющей камеры, надрастворного пространства, патрубков и т. д.): В большинстве случаев каждый блок для расчета элементов является самостоятельной подпрограммой, поэтому в случае неправильного выбора исходных данных перерасчет может быть повторен с блока 5.

Блок 15. Осуществляем вывод на печать результатов расчета. В случае необходимости получения промежуточных результатов расчета блок печати может дополнительно находиться в любом месте блок-схемы.

4.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЕЕ РАБОТЫ

Проектирование выпарной установки производится с учетом условий оптимизации, изложенных в § 4.1. Эффективность работы выпарной установки определяется прежде всего использованием вторичного пара и других вторичных энергоресурсов на выпаривание влаги из раствора в корпусах.

Производительность многоступенчатой выпарной станции по исходным растворам, кг/с, определяется по формуле

$$G_n = \frac{b_k}{b_k - b_0} \sum_{i=1}^n W_i, \quad (4.50)$$

где $\sum_{i=1}^n W_i$ — суммарное количество выпаренной влаги, кг/с;

b_0 и b_k — концентрации исходного и конечного растворов, %; n — число аппаратов в выпарной установке.

Суммарная производительность выпарной станции по испаренной влаге равна:

$$\sum_{i=1}^n W_i = W_1 + W_2 + \dots + W_n. \quad (4.51)$$

На рис. 4.1,к представлена технологическая схема многокорпусной выпарной установки с отбором экстрапара после каждого корпуса. Для упрощения расчета оптимальной эффективности принимаем, что расход греющего пара в каждом аппарате соответствует количеству выпаренной воды. В расчете не учитывают также самоиспарение растворов при поступлении его из одного корпуса в другой и теплотери в окружающую среду. Максимальная эффективность работы выпарной установки достигается при минимальном поступлении вторичного пара из последнего корпуса в конденсатор.

Обозначим количество воды, выпаренной в последнем корпусе, через x и количества отбираемого экстрапара по корпусам через $E_1, E_2, E_3, \dots, E_{n-1}$. Тогда можно составить следующие уравнения (например, при $n=5$):

$$W_5 = x;$$

$$W_4 = x + E_4;$$

$$W_3 = x + E_4 + E_3;$$

$$W_2 = x + E_4 + E_3 + E_2;$$

$$W_1 = x + E_4 + E_3 + E_2 + E_1.$$

$$W = \sum_{i=1}^n W_i = 5x + 4E_4 + 3E_3 + 2E_2 + E_1.$$

Определим значение x из последнего, суммарного уравнения:

$$W_5 = x = \frac{W}{5} - \left(\frac{4}{5} E_4 + \frac{3}{5} E_3 + \frac{2}{5} E_2 + \frac{1}{5} E_1 \right).$$

Подставим значение x в выражение для W_1 и после объединения однозначных членов получим:

$$W_1 = \frac{W}{5} + \frac{1}{5} E_4 + \frac{2}{5} E_3 + \frac{3}{5} E_2 + \frac{4}{5} E_1. \quad (4.52)$$

На основании принятого допущения $D_i = W_1$ и $D_i = W_i$ для выпарной станции, состоящей из n корпусов, можно написать следующие обобщающие уравнения:

для n -го корпуса

$$W_n = x = \frac{W}{n} - \frac{n-1}{n} E_{n-1} - \frac{n-2}{n} E_{n-2} - \dots - \frac{E_1}{n}; \quad (4.53)$$

для первого корпуса

$$D_1 = W_1 = \frac{W}{n} + \frac{1E_{n-1}}{n} + \frac{2E_{n-2}}{n} + \frac{3E_{n-3}}{n} + \dots + \frac{(n-1)E_1}{n}. \quad (4.54)$$

Расход воды на конденсацию пара

$$B_0 = [W - E_1 - 2E_2 - \dots - (n-1)E_{n-1} - nW_n] \frac{g_n}{n}, \quad (4.55)$$

где g_n — расход воды на конденсацию 1 т пара.

В противоточных выпарных установках расход электроэнергии на циркуляцию раствора определяют по формуле

$$N = \sum_{i=1}^n A_n n_t N_n, \quad (4.56)$$

где A_n — расход циркулирующей жидкости в одной трубе; N_n — расход электроэнергии на 1 кг циркулирующей жидкости; n_t — число труб в аппарате.

Эти величины определяются из выражений

$$A_n = \frac{\pi D^2}{4} w_n \rho_{ж}; \quad (4.57)$$

$$N_n = \varepsilon H_p / \eta; \quad (4.58)$$

$$n_t = F_i / (\pi D H_i). \quad (4.59)$$

Здесь w_n — скорость циркуляции; $H_p = \Delta p / \rho_{ж}$ — напор, создаваемый насосом; η — к. п. д. двигателя; D — диаметр труб; H_i — высота труб; F_i — поверхность теплообмена; ε — коэффициент запаса мощности.

Капитальные затраты на выпарную установку определяются по выражению

$$K = \sum_{i=1}^n (C_{A_i} + C_{B_i}), \quad (4.60)$$

где C_{A_i} — стоимость i -го корпуса; C_{B_i} — стоимость вспомогательного оборудования i -го корпуса, включая стоимость арматуры, приборов и т. д.; n — число корпусов.

Суммарные затраты на единицу массы выпаренного раствора можно представить в виде

$$Z = \mathcal{E} + aK, \quad (4.61)$$

где $\mathcal{E}$ — эксплуатационные затраты, связанные с работой выпарной установки; K — капитальные затраты; a — коэффициент окупаемости.

$$\mathcal{E} = N + L. \quad (4.62)$$

Здесь N — энергозатраты, которые рассчитываются как сумма расходов на греющий пар, электроэнергию и охлаждающую воду, руб/ч.

Энергозатраты в общем виде составляют:

$$N = a_1 D_0 + a_2 E_0 + a_3 B_0, \quad (4.63)$$

где D_0 — расход греющего пара, кг/ч; E_0 — расход электроэнергии, кВт·ч; B_0 — расход охлаждающей воды, кг/ч; a_1, a_2, a_3 — стоимости составных компонентов, выраженные в руб/кг пара, руб/(кВт·ч), руб/т воды соответственно; L — трудозатраты на единицу времени работы выпарной установки, руб/ч.

Трудозатраты, отнесенные к единице времени работы выпарной установки, определяются по уравнению

$$L = L_1 + L_2 + L_3, \quad (4.64)$$

где L_1 — прямые трудозатраты; L_2 — цеховые затраты; L_3 — общезаводские затраты.

Удельная себестоимость на 1 кг выпаренной влаги в общем виде составит:

$$C = \mathcal{E} \left/ \sum_{i=1}^n W_i \right. \quad (4.65)$$

Удельная себестоимость выпаривания растворов является основным определяющим критерием оптимально-

сти, однако могут быть и другие критерии оптимальности, рассчитанные на стоимость выпускаемой продукции (руб/т) или на стоимость капитальных затрат (руб/руб).

Глава пятая

ТЕПЛОМАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И УСТАНОВКИ КОНТАКТНОГО ТИПА

5.1. ТЕПЛООБМЕННИКИ КОНТАКТНОГО ТИПА. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВЫБОР ИХ КОНСТРУКЦИИ

В тепломассообменных аппаратах и установках контактного (смесительного) типа процессы тепло- и массообмена протекают при непосредственном соприкосновении двух и более теплоносителей.

Тепловая производительность контактных аппаратов определяется поверхностью соприкосновения теплоносителей. Поэтому в конструкции аппарата предусматривается разделение потока жидкости на мелкие капли, струи, пленки или газового потока на мелкие пузырьки. Передача теплоты в них происходит не только путем кондуктивной теплопередачи, но и путем обмена массой, причем путем массопередачи возможен даже переход теплоты от холодного теплоносителя к горячему. Например, при испарении холодной воды в горячем газе теплота испарения переносится от жидкости к газу.

Контактные теплообменники нашли широкое применение для конденсации паров, охлаждения газов водой, нагревания воды газами, охлаждения воды воздухом, мокрой очистки газов и т. п. В последние годы в химической промышленности начали применяться более сложные контактные аппараты — теплообменники «жидкость — жидкость», предназначенные для одновременного осуществления охлаждения и экстракции, контактные теплообменники с трехфазными системами, например, для абсорбции легких углеводородов из природных газов тяжелыми углеводородами при их непосредственном соприкосновении с охлаждающим рассолом, не растворимым в углеводородах и др.

По направлению потока массы контактные теплообменники могут быть разделены на две группы:

1) аппараты с конденсацией пара из газовой фазы. При этом происходят осушка и охлаждение газа и на-

гревание жидкости (конденсаторы, камеры кондиционеров, скрубберы);

2) аппараты с испарением жидкости в потоке газа. При этом увлажнение газа сопровождается его охлаждением и нагреванием жидкости или его нагреванием и охлаждением жидкости (градирни, камеры кондиционеров, скрубберы, распылительные сушилки).

По принципу диспергирования жидкости контактные аппараты могут быть насадочные, каскадные, барботажные, полые с разбрызгивателями и струйные (рис. 5.1, 5.2).

Конструктивно смесительные теплообменные аппараты выполняются в виде колонн из материалов, устойчивых против воздействия обрабатываемых веществ, и рассчитываются на соответствующее рабочее давление. Насадочные и полые аппараты чаще всего изготавливаются железобетонными, кирпичными или деревянными (градирни). Каскадные, барботажные и струйные аппараты выполняются из металла. Высота колонн обычно в несколько раз превышает их поперечное сечение.

Каждому типу контактного устройства свойственны особенности, которые следует учитывать при выборе аппарата.

Контактные аппараты с насадкой просты по конструкции, дешевы, и для их изготовления пригодны недефицитные строительные материалы — бетон, керамика, стекло, фарфор. Для оросителей насадочных аппаратов почти не требуется избыточное давление орошающей жидкости. Однако габариты и масса насадочных аппаратов значительны; они требуют устройства массивных фундаментов и отличаются значительным гидравлическим сопротивлением по газовому тракту по сравнению с каскадными и полыми аппаратами, особенно при беспорядочно засыпанной насадке. Насадочные аппараты мало подходят для обработки сильно загрязненных жидкостей из-за возможного засорения и залипания насадки, они непригодны для работы с малым расходом жидкости, потому что не удается достичь необходимой для хорошего смачивания насадки плотности орошения.

Безнасадочные контактные теплообменники отличаются малым сопротивлением по газовому потоку, но имеют большие габариты.

Полочные (барометрические) конденсаторы просты по конструкции и не требуют установки специального

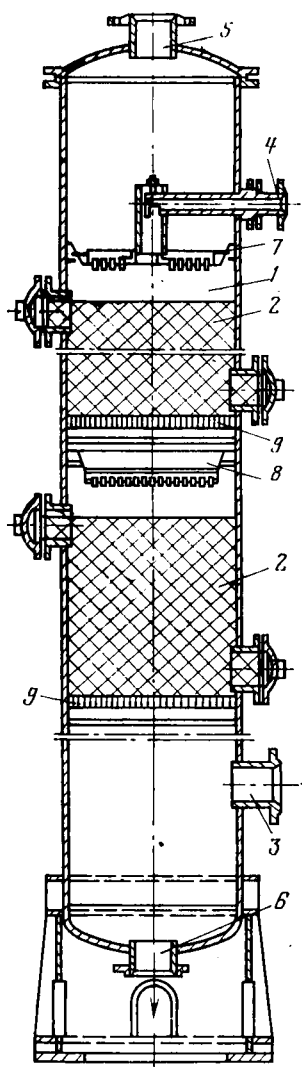


Рис. 5.1. Насадочная колонна.

1 — контактная камера; 2 — насадка; 3 — штуцер для входа газа; 4 — патрубок для подачи жидкости; 5 — штуцер для удаления газа; 6 — спускной штуцер для жидкости; 7 — распылительное устройство; 8 — распределительная тарелка; 9 — решетка.

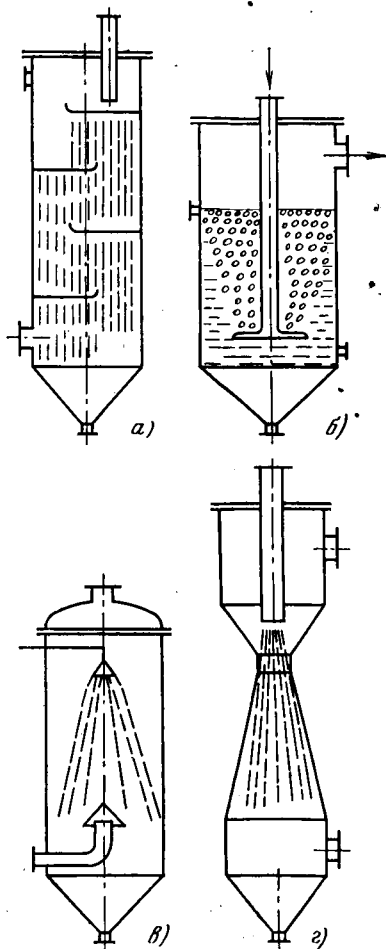


Рис. 5.2. Контактные теплообменники.

а — каскадный; б — барботажный; в — полый с разбрызгивателем; г — струйный.

насоса для откачки охлаждающей жидкости. Однако они имеют относительно малую удельную поверхность контакта фаз, для установки их на значительной высоте часто требуются специальные строительные сооружения, а подача охлаждающей воды на значительную высоту связана с большим расходом энергии.

Барботажные аппараты характеризуются повышенной интенсивностью тепло- и массообмена на единицу объема аппарата, допускают работу с загрязненными и умеренно вязкими жидкостями, нечувствительны к колебаниям расхода теплоносителей. Тем не менее такие аппараты сложны по конструкции, металлоемки, ограничено пригодны для работы с агрессивными средами и отличаются высоким гидравлическим сопротивлением.

Достоинством струйных (эжекторных) аппаратов является их компактность по сравнению с другими смешивающими теплообменниками. Для их работы не обязательны откачивающий воду и воздушный насосы, так как на выходе из диффузора давление смеси несколько выше атмосферного. Вместе с тем в струйном аппарате — конденсаторе несколько повышен расход охлаждающей воды, так как получающаяся температура смеси обычно значительно ниже температуры насыщения при давлении в конденсаторе: недогрев воды составляет 8—11°C.

В насадочных аппаратах (см. рис. 5.1) жидкость в колонны подается через распределительные устройства 7 в верхней части аппарата. В качестве распределительных устройств применяются желоба, перфорированные трубы, брызгалки и тарельчатые вращающиеся разбрызгиватели. Для увеличения поверхности межфазного контакта на опорные колосниковые решетки 9 насыпают или укладывают в определенном порядке насадку 2 (рис. 5.3).

Живое сечение колосниковой решетки должно быть больше живого сечения в насадке. Насадку размещают обычно несколькими ярусами высотой от 1 до 3 м. Между ярусами оставляют свободные объемы высотой 300—500 мм, в которых устанавливают распределительные тарелки 8 (см. рис. 5.1), необходимые для создания более равномерного по сечению орошения насадки, так как по мере перетекания по насадке вниз орошающая жидкость прижимается к стенкам аппарата.

В случае противотока газа и жидкости силы трения, действующие на жидкость, направлены вверх, т. е. противоположны направлению действия силы тяжести. С увеличением скорости газа силы трения возрастают до некоторого предела, когда они становятся равными силе тяжести, действующей на жидкость. При этом жидкость начинает двигаться по насадке медленнее и накапливаться в виде сплошного слоя. Такой режим работы

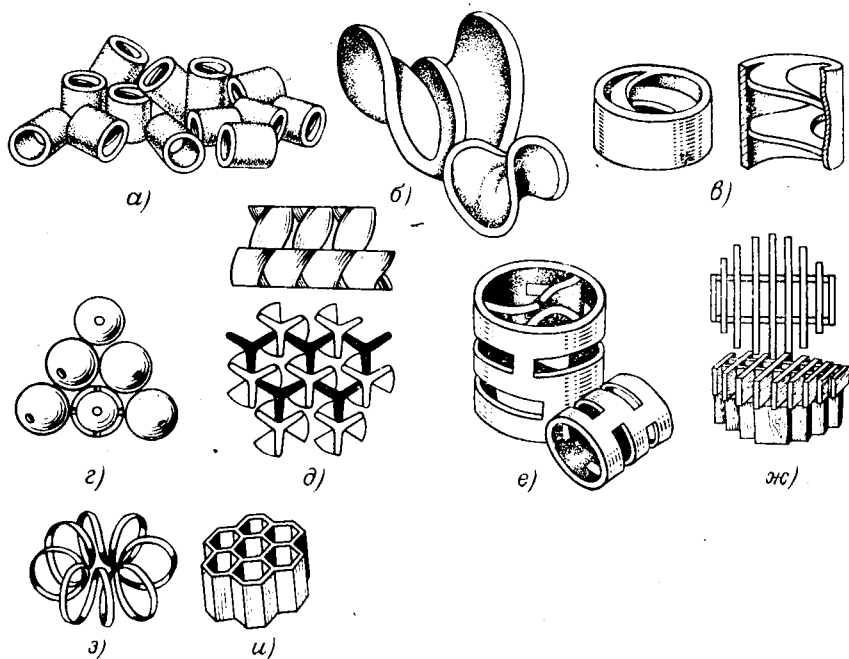


Рис. 5.3. Насадки для смесительных аппаратов.

а — 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.

насадочной колонны называется режимом «подвисяния»; газ начинает барботировать через жидкость, поверхность соприкосновения между фазами увеличивается, процесс массообмена интенсифицируется. При дальнейшем увеличении скорости газа силы трения о жидкость превзойдут силу тяжести, и жидкость начнет двигаться снизу вверх. Верхней границей работы колонны в режиме подвисяния является начало «захлебывания», т. е. появление слоя жидкости над насадкой.

В. Кафаров, Л. Бляхман и А. Плановский экспериментально установили, что при определенных условиях перед самым «захлебыванием» существует такой момент, когда процесс тепло- и массообмена, до этого равномерно усиливавшийся, резко интенсифицируется: происходит сильное перемешивание за счет образования вихрей и отрыва жидкости от стенок насадки. Это явление зарегистрировано как открытие и стало основой для создания новой технологии в химической промышленности и серийных промышленных установок, предназначенных для синтеза и разделения разнообразных веществ, а также устройств для очистки промышленных газовых выбросов.

Критическая скорость, соответствующая началу уноса жидкости газом, называется «пределом захлебывания». Скрубберы работают в пленочных режимах, далеких от захлебывания.

Каскадные (полочные) аппараты применяются преимущественно в качестве конденсаторов смещения (см. рис. 5.2,а). В полом вертикальном цилиндре установлены на определенном расстоянии одна от другой (350—550 мм) плоские перфорированные полки в виде сегментов. Охлаждающая жидкость подается в аппарат на верхнюю полку. Основная масса жидкости вытекает через отверстия в полке тонкими струями, меньшая ее часть переливается через борт на нижележащую полку. Пар для конденсации подается через патрубок 1 в нижней части конденсатора и движется в аппарате противотоком к охлаждающей жидкости. Жидкость вместе с конденсатом выводится через нижний патрубок аппарата 2 и барометрическую трубу, а воздух отсасывается через верхний патрубок 3 вакуум-насосом. Кроме сегментных полок в барометрических конденсаторах применяются кольцевые, конические и иной формы полки.

В [19, 39] можно найти основные конструктивные размеры барометрических конденсаторов, выпускаемых отечественной промышленностью.

Барботажные аппараты (см. рис. 5.2,б) отличаются простотой конструкции, их применяют для нагревания воды паром, выпаривания агрессивных жидкостей и растворов, содержащих шламы, взвеси и кристаллизующиеся соли, горячими газами и продуктами сгорания топлива. Принцип работы барботажных подогревателей и испарителей состоит в том, что перегретый

пар или горячие газы, поступающие в погруженные барботеры, диспергируются в пузырьки, которые при всплывании отдают теплоту жидкости и одновременно насыщаются водяным паром. Чем больше пузырьков образуется в растворе, тем лучше структура барботажного слоя и тем больше межфазная поверхность. Структура барботажного слоя зависит от размеров газовых пузырьков и режима их движения [1, 11, 52].

Полые контактные теплообменники (с разбрызгивателями) нашли применение при конденсации паров, охлаждении, сушке и увлажнении газов, упаривании и сушке растворов, нагревании воды и др. На рис. 5.2,в показана схема контактного водонагревательного теплообменника.

Струйные (эжекторные) аппараты применяются редко и только для конденсации паров. На рис. 5.2,г показана схема такого конденсатора. Принцип их работы понятен из схемы.

5.2. РАСЧЕТ ПОЛЕЗНОГО ОБЪЕМА НАСАДОЧНОГО КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Теплота Q , переходящая от газа к подогреваемой жидкости, выражается так (потери теплоты в окружающую среду не учитываются):

$$Q = W_{\text{ж}}(t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) + G(d_1 - d_2)c_{\text{ж}}t''_{\text{ж}} = G(I_1 - I_2). \quad (5.1)$$

Первый член этого равенства — теплота, воспринятая подогреваемой водой, второй член — теплота жидкости, образующейся из пара. Правая часть уравнения — расход теплоты газом. Это уравнение можно записать в виде

$$Q = W_{\text{ж}}t''_{\text{ж}} - W_{\text{н}}t'_{\text{ж}} = G(I_1 - I_2). \quad (5.2)$$

Здесь $W_{\text{н}}$ и $W_{\text{ж}}$ — начальный и конечный водяные эквиваленты жидкости; G — расход сухого газа; $t'_{\text{ж}}$ и $t''_{\text{ж}}$ — температура поступающей и выходящей из аппарата жидкости; $I_1 = c_{\text{с.г}}t'_{\text{г}} + d_1i_1$ — энтальпия влажного газа при входе в аппарат; $I_2 = c_{\text{с.г}}t''_{\text{г}} + d_2i_2$ — энтальпия влажного газа при выходе из аппарата; $c_{\text{ж}}$ и $c_{\text{с.г}}$ — удельная теплоемкость жидкости и сухих газов; i_1 и i_2 — энтальпия паров жидкости при температуре входа газа в теплообменник $t'_{\text{г}}$ и при температуре выхода газа из теплообменника $t''_{\text{г}}$; d_1 и d_2 — начальное и конечное влагосодержание газа.

Ту же теплоту Q можно выразить и следующим уравнением:

$$Q = k_F F_H \Delta t_{cp} = k_v V_H \Delta t_{cp}, \quad (5.3)$$

где k_F — условный коэффициент теплопередачи между газом и жидкостью в аппарате, отнесенный к единице поверхности насадки, Вт/(м²·К); k_v — условный коэффициент теплопередачи между газом и жидкостью в аппарате, отнесенный к единице объема насадки или к единице объема камеры контакта газовой и жидкой фаз, Вт/(м³·К); F_H — поверхность насадки, м²; V_H — объем полого скруббера или объем насадки, м³; Δt_{cp} — средняя разность температур между теплоносителями, °С.

Среднюю разность температур между теплоносителями в условиях контактного теплообмена определить очень трудно. Попытки приблизить расчетное значение Δt_{cp} к истинному путем деления всего процесса на некоторое число промежуточных участков несовершенны и сложны, так как в основу положено соотношение Льюиса $\alpha/\beta = \text{const} = c$ (где α — коэффициент теплоотдачи; β — коэффициент массоотдачи; c — теплоемкость парогазовой смеси), которое в достаточной степени справедливо для аппаратов с температурой газа до 80°С. В аппаратах с высокой температурой такой метод определения Δt_{cp} приводит к большой ошибке.

В качестве наиболее простого и достаточно надежного способа определения Δt_{cp} можно рекомендовать формулу среднелогарифмической разности температур между газом и жидкостью при входе и выходе их из контактной камеры, аналогичную формуле для рекуперативных теплообменных аппаратов.

Коэффициенты теплопередачи k_F и k_v до настоящего времени аналитически получены быть не могут. Для конкретных случаев величины k_F и k_v принимаются по экспериментальным данным. Однако если для определения объемного коэффициента теплопередачи k_v в скрубберах нет никаких эмпирических формул, то для определения k_F имеется целый ряд рекомендаций.

Н. М. Жаворонков предложил методику расчета коэффициентов теплопередачи в скрубберах на основе критериальной зависимости Кирпичева

$$Ki = k_F d_a / \lambda, \quad (5.4)$$

где k_F — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); λ — коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К); d_a — эквивалентный диаметр насадки, м.

Коэффициент теплопередачи в скрубберах с насадкой при охлаждении воздуха водой определяют [26, 73] по зависимости, предложенной Тадеушем Хоблером, обработавшим экспериментальные данные Н. М. Жаворонкова и Н. Э. Фурмера:

$$k_F = 0,0024 \frac{\lambda}{d_3} \text{Re}_r^{0,7} \text{Re}_ж^{0,7} \text{Pr}_r^{0,33} (1 + \varepsilon X). \quad (5.5)$$

Здесь $\text{Re}_r = 4\omega_0/\nu_r f$ — критерий Рейнольдса для газа; $\text{Re}_ж = Hd_3/\nu_ж$ — критерий Рейнольдса для жидкости при температуре 20°C; $\text{Pr}_r = \nu_r/a$ — критерий Прандтля для газа; $H = W_n/S$ — плотность орошения скруббера, м³/(м²·с); W_n — расход жидкости в скруббере, м³/с; $d_3 = 4v/f$ — эквивалентный диаметр насадки, м; ω_0 — скорость газа по пустому сечению насадки, м/с; S — площадь свободного сечения скруббера, м²; v — свободный объем насадки, м³/м³; f — поверхность в единице объема насадки, м²/м³; ν_r и $\nu_ж$ — кинематическая вязкость парогазовой смеси и воды, м²/с; ε — безразмерная величина, которую для контакта воздуха с водой в пределах температур от 20 до 90°C можно принимать: $\varepsilon = 130$; X — средняя концентрация пара в парогазовой смеси:

$$X = (X_{п.о} - X_{п.п}) / \ln \frac{X_{п.о}}{X_{п.п}}, \quad (5.6)$$

где $X_{п.о}$ — концентрация пара в объеме при средней температуре смеси, кг/кг; $X_{п.п}$ — концентрация пара на поверхности испарения при температуре 20°C, кг/кг.

При использовании критериальной зависимости (5.5) для определения k_F может создаться ложное впечатление, что вопрос теплообмена в контактных аппаратах изучен достаточно полно.

В действительности это далеко не так. Поэтому, если имеются экспериментальные данные, предпочтительно пользоваться эмпирическими зависимостями, полученными для каждого частного случая. Так, на основании опытов, проведенных в Академии коммунального хозяйства, получены критериальные зависимости, дающие более точные результаты для конкретных условий тепло- и массообмена в газовых водонагревателях.

Для воды, поступающей в контактную камеру,

$$\text{Ki} = C \sqrt{\text{Re}_r \text{Re}_ж} \sqrt[3]{\text{Pr}_r}, \quad (5.7)$$

где $C=0,081$ при температуре 20°C ; $C=0,0335$ при температуре 70°C .

Расчет скрубберов с насадкой можно производить [21] по формуле Б. А. Черткова:

$$k_F = 1,15 \cdot 10^{-6} \frac{\lambda_{с.г} w_0^{0,8} \bar{H}^{0,7}}{f^{0,5} v_{ж}^{0,3} v_{с.г}^{0,8} v_{ж}^{0,7}}, \quad (5.8)$$

где кроме ранее принятых обозначений $\lambda_{с.г}$, $v_{с.г}$ — коэффициенты теплопроводности и кинематическая вязкость сухого газа, принимаемые при средней температуре газа в скруббере; $v_{ж}$ — кинематическая вязкость жидкости при ее средней температуре в аппарате.

Формула (5.8) дает наиболее точные результаты при определении коэффициента теплопередачи в скруббере с насадками из колец Рашига. Пригодность ее для расчета теплообмена в скрубберах с насадками других типов не проверена.

Зная тепловую производительность Q , среднюю разность температур $\Delta t_{ср}$ и коэффициенты теплопередачи k_F или k_v , объем полого контактного теплообменника или объем насадки в скруббере можно определить по формуле

$$V_H = Q / k_v \Delta t_{ср}, \quad (5.9)$$

поверхность насадки в аппарате — по формуле

$$F_H = Q / k_F \Delta t_{ср}. \quad (5.10)$$

Из формул (5.9) и (5.10) следует, что

$$k_v = \frac{F_H}{V_H} k_F = f k_F, \quad (5.11)$$

где f — поверхность насадки в единице объема.

Высоту насадки в контактном аппарате можно определить также на основе расчета высоты единицы переноса и числа необходимых единиц переноса. Методика расчета изложена в гл. 7.

5.3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КОНТАКТНЫХ АППАРАТАХ

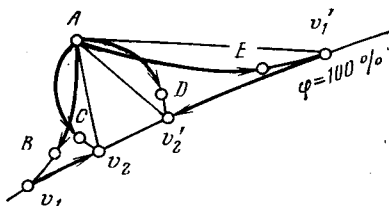
Массообмен в контактных теплообменниках обусловлен отсутствием равновесия между фазами. Движущей силой массообмена является отклонение системы от равновесия, например, из-за различия химических потенциалов или разности концентраций переходящего ве-

щества в основном объеме фазы и у границы раздела фаз.

При соприкосновении в контактном аппарате горячего газа с жидкостью протекают последовательно два процесса:

при высокой температуре газа происходит испарение жидкости;

далее по мере снижения температуры газа происходит конденсация содержащихся в нем паров, при этом



теплота конденсации паров
передается нагреваемой
жидкости.

Рис. 5.4. Процессы контакта газа с жидкостью, представленные на $I-d$ -диаграмме.

AB — при противотоке и при температуре воды ниже температуры мокрого термометра; **AC** — при параллельном токе и при температуре воды ниже температуры мокрого термометра; **AD** — при параллельном токе и при температуре воды выше температуры мокрого термометра; **AE** — при противотоке и при температуре воды выше температуры мокрого термометра.

Таким образом, система газ — жидкость может сколь угодно приблизиться к состоянию термодинамического равновесия, когда разность температур теплоносителей и разность парциальных давлений в газе и у поверхности жидкости будут равны нулю. Однако в процессе смешения газа и жидкости до такого состояния тепло- и массообмен не доводят, так как это повлекло бы за собой экономически неоправданное увеличение поверхности контакта фаз и поверхности аппарата.

Вместе с тем следует иметь в виду, что при контакте жидкости с горячими газами температура ее не может повышаться неограниченно. Пределом нагрева жидкости является температура мокрого термометра (табл. 5.1).

При наличии двухфазных потоков и прямом контакте двух и более теплоносителей с разными потенциалами теплообмен имеет более сложную форму математического описания и соответственно моделирования процессов гидродинамики и теплообмена в промышленных установках и аппаратах.

Таблица 5.1. Зависимость равновесной температуры испарения воды (температуры мокрого термометра t_m) и влагосодержания парогазовой смеси от исходной температуры горячего газа при атмосферном давлении

Температура газа, °С	Равновесная температура испарения воды, °С	Влагосодержание парогазовой смеси, г/м³ сухого газа	Уплотность водяных паров, г/Па	Температура газа, °С	Равновесная температура испарения воды, °С	Влагосодержание парогазовой смеси, г/м³ сухого газа	Уплотность водяных паров, г/Па
200	47	96	105,3	1100	80	712	473,2
300	55	148	156,0	1200	82	841	513,2
400	62	222	217,3	1300	83	903	533,2
500	66	282	261,3	1400	84	998	555,9
550	68	318	285,3	1500	84,5	1050	566,5
600	70	360	310,6	1600	85	1120	578,5
650	72	410	340,0	1700	85,5	1180	590,5
750	74	462	369,2	1800	86	1250	600,0
850	76	533	401,2	2000	88	1460	650,5
1000	78	623	437,2				

При анализе гидродинамических моделей неоднородных систем с поверхностью раздела фаз (газ — жидкость, жидкость — жидкость) необходимо различать сплошную и дисперсную фазы, причем часто дисперсная фаза распределяется в сплошной. Поэтому основной задачей инженерного расчета гидродинамики неоднородных систем является нахождение линейной фазы [26].

Существенное влияние на состояние указанных систем оказывает конструктивная характеристика аппарата, в котором движутся потоки.

Количественные характеристики двухфазного потока не могут быть выражены отдельными критериями гидродинамического подобия каждой фазы, так как в потоке трудно определить истинные значения этих критериев. В зависимости от гидродинамического режима

двухфазного потока доли сечений, занятых газовым и жидкостным потоками, могут меняться: может возникнуть «проскальзывание» потока с меньшей плотностью или, наоборот, его «задержка».

Распределение жидкости и газа в потоке характеризуется удерживающей способностью ϕ по дисперсной фазе, под которой понимается количество дисперсной фазы, удержанной в данный момент в единице объема сплошной фазы. Величина ϕ меняется в зависимости от гидродинамического режима, достигая максимума в так называемой точке инверсии.

Удерживающая способность имеет важное значение для проведения процессов массопередачи, так как она определяет величину поверхности фазового контакта и время контакта. Изменение величины ϕ от скорости газа в системах газ — жидкость аналогично изменению перепада давления в таких двухфазных системах, который при данной скорости газа является ее однозначной гидродинамической характеристикой.

Для получения основных количественных характеристик системы при наличии потоков двух фаз, таких как перепад давлений, результирующая скорость сплошной фазы, удерживающая способность по дисперсной фазе, можно использовать два принципа:

принцип сопоставления разности между количеством перенесенной энергии и массы в двухфазном и однофазном потоках;

принцип соответственных состояний, приняв за эталон сравнения состояние инверсии двухфазной системы [26, 50].

В настоящее время для составления математических описаний двухфазных потоков широко используются приближенные представления о внутренней структуре потоков. С одной стороны, это облегчает постановку граничных условий, а с другой — позволяет наметить необходимые исследования для нахождения параметров потока (скорости, концентрации, давления и т. д.). При моделировании за основу могут быть приняты модель идеального смешения; ячеистая модель, модель идеального вытеснения; однопараметрическая диффузионная модель; двухпараметрическая диффузионная модель; комбинированная модель. Математическое описание этих моделей приведено в [20, 26, 71].

При наличии двухфазных потоков и прямом контакте двух и более теплоносителей с разными потенциалами теплообмен имеет более сложную форму математического описания и соответственно моделирования процессов гидродинамики и теплообмена в промышленных установках и аппаратах.

Таблица 5.1. Зависимость равновесной температуры испарения воды (температуры мокрого термометра t_m) и влагосодержания парогазовой смеси от исходной температуры горячего газа при атмосферном давлении

Температура газа, °C	Равновесная температура испарения воды, °C	Влагосодержание парогазовой смеси, г/м³ сухого газа	Углубость водяных паров, ГПа	Температура газа, °C	Равновесная температура испарения воды, °C	Влагосодержание парогазовой смеси, г/м³ сухого газа	Углубость водяных паров, ГПа
200	47	96	105,3	1100	80	712	473,2
300	55	148	156,0	1200	82	841	513,2
400	62	222	217,3	1300	83	903	533,2
500	66	282	261,3	1400	84	998	555,9
550	68	318	285,3	1500	84,5	1050	566,5
600	70	360	310,6	1600	85	1120	578,5
650	72	410	340,0	1700	85,5	1180	590,5
750	74	462	369,2	1800	86	1250	600,0
850	76	533	401,2	2000	88	1460	650,5
1000	78	623	437,2				

При анализе гидродинамических моделей неоднородных систем с поверхностью раздела фаз (газ — жидкость, жидкость — жидкость) необходимо различать сплошную и дисперсную фазы, причем часто дисперсная фаза распределяется в сплошной. Поэтому основной задачей инженерного расчета гидродинамики неоднородных систем является нахождение линейной фазы [26].

Существенное влияние на состояние указанных систем оказывает конструктивная характеристика аппарата, в котором движутся потоки.

Количественные характеристики двухфазного потока не могут быть выражены отдельными критериями гидродинамического подобия каждой фазы, так как в потоке трудно определить истинные значения этих критериев. В зависимости от гидродинамического режима

двухфазного потока доли сечений, занятых газовым и жидкостным потоками, могут меняться: может возникнуть «проскальзывание» потока с меньшей плотностью или, наоборот, его «задержка».

Распределение жидкости и газа в потоке характеризуется удерживающей способностью ϕ по дисперсной фазе, под которой понимается количество дисперсной фазы, удержанной в данный момент в единице объема сплошной фазы. Величина ϕ меняется в зависимости от гидродинамического режима, достигая максимума в так называемой точке инверсии.

Удерживающая способность имеет важное значение для проведения процессов массопередачи, так как она определяет величину поверхности фазового контакта и время контакта. Изменение величины ϕ от скорости газа в системах газ — жидкость аналогично изменению перепада давления в таких двухфазных системах, который при данной скорости газа является ее однозначной гидродинамической характеристикой.

Для получения основных количественных характеристик системы при наличии потоков двух фаз, таких как перепад давлений, результирующая скорость сплошной фазы, удерживающая способность по дисперсной фазе, можно использовать два принципа:

принцип сопоставления разности между количеством перенесенной энергии и массы в двухфазном и однофазном потоках;

принцип соответственных состояний, приняв за эталон сравнения состояние инверсии двухфазной системы [26, 50].

В настоящее время для составления математических описаний двухфазных потоков широко используются приближенные представления о внутренней структуре потоков. С одной стороны, это облегчает постановку граничных условий, а с другой — позволяет наметить необходимые исследования для нахождения параметров потока (скорости, концентрации, давления и т. д.). При моделировании за основу могут быть приняты модель идеального смешения; ячеистая модель, модель идеального вытеснения; однопараметрическая диффузионная модель; двухпараметрическая диффузионная модель; комбинированная модель. Математическое описание этих моделей приведено в [20, 26, 71].

5.4. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ И КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ КОНТАКТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Расчеты процессов и конструктивных размеров контактных теплообменников проводят применительно к определенной системе контактирующих сред: газ — газ, газ — жидкость, пар — жидкость, жидкость — жидкость. В данном параграфе рассмотрены системы газ — жидкость и пар — жидкость. Выбор теплоносителей, конструкции теплообменника и других исходных данных определяется постановкой задачи: назначением аппарата, его производительностью, параметрами теплоносителей, режимом работы, местом установки и т. д.

Рассмотрим методику определения основных размеров насадочного теплообменника, предназначенного для охлаждения газов от температуры $t'_г$, °С, до температуры $t''_г$, °С. Расход сухого газа равен G , кг/с; начальное влагосодержание газа d_1 , кг/кг сухого газа; температура жидкости на входе в теплообменник $t'_ж$, °С.

По таблицам или по зависимостям [14] при температуре $t'_г$ определяются физические константы газа. Полагая, что на выходе из смесительного теплообменника при температуре $t''_г$ газ является насыщенным, влагосодержание находят по формуле

$$d_2 = \frac{R_{с.г}}{R_n} \frac{p_{\max}}{p - p_{\max}}, \quad (5.12)$$

где $R_{с.г} = 287,2$ — газовая постоянная сухого газа; $R_n = 461,5$ — газовая постоянная водяного пара; $p_{\max}$ — давление насыщенного пара при $t''_г$, Па; p — давление влажного газа в аппарате, Па. Газовые постоянные взяты при нормальных условиях.

Температура мокрого термометра t_m , которая является верхним пределом нагрева жидкости, определяется из теплового баланса контактного теплообменника в момент насыщения газа парами и достижения жидкостью температуры мокрого термометра. При достижении жидкостью температуры t_m теплота парогазовой смеси равна сумме теплоты, внесенной газом в аппарат, и теплоты паров, образовавшихся при испарении жидкости:

$$G(c_{с.г}t_m + d_m i_m) = G(c_{с.г}t'_г + d_1 i_1) + G(d_m - d_1)i_m$$

или

$$c_{с.г}t_m + d_m i_m = c_{с.г}t'_г + d_1 i_1 + (d_m - d_1)i_m. \quad (5.13)$$

Учитывая, что энтальпию пара $i(i=c_p t)$ во влажном газе можно заменить выражением $(2493+1,97 t)$, уравнение (5.13) запишем так:

$$c_{с.г} t_m + d_m (2493 + 1,97 t_m) = c_{с.г} t'_г + d_1 (2493 + 1,97 t'_г) + (d_m - d_1) (2493 + 1,97 t_m). \quad (5.14)$$

Метод определения t_m заключается в том, что несколько раз задаются величиной t_m , по формуле (5.12) определяют d_m , затем проверяют сходимость теплового баланса по зависимости (5.14) до заданной точности.

Из уравнения теплового баланса можно выразить количество подаваемой в аппарат воды W_n :

$$W_n = \frac{G [c_{с.г} (t'_г - t''_г) + d_1 (t_1 - c_{ж} t''_{ж}) - d_2 (t_2 - c_{ж} t''_{ж})]}{c_{ж} (t''_{ж} - t'_{ж})}, \quad (5.15)$$

для чего температуру нагрева воды $t''_{ж}$ подсчитывают по эмпирической формуле Г. К. Филоненко:

$$t''_{ж} = t_m \left(1 - 0,1 \frac{W_n}{G} \right). \quad (5.16)$$

Величины W_n и $t''_{ж}$ определяют несколько раз методом последовательных приближений.

Средний действительный расход газа в теплообменнике определяют по формуле

$$V = V_{с.г} \left(1 + \frac{\rho_{с.г} d}{0,805} \right) \left(\frac{273 + t_g}{273} \right) \frac{p_0}{p}, \quad (5.17)$$

где $V_{с.г}$ — объемный расход сухого газа при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{с}$; p_0 — давление при нормальных физических условиях, Па; $\rho_{с.г}$ — плотность сухого газа при нормальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$; $t_g \approx (t'_г + t''_г)/2$ — средняя температура газа в скруббере, $^{\circ}\text{C}$; $d \approx (d_1 + d_2)/2$ — среднее влагосодержание газа в скруббере, $\text{кг}/\text{кг}$ сухого газа.

При определении полого сечения теплообменника необходимы одновременно два условия:

для насадочных аппаратов плотность орошения μ должна быть в пределах $(1,4-2,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{C})$ [53];

скорость газа в сечении аппарата должна быть в пределах 1—3 м/с для насадочных и примерно 1 м/с для полых форсуночных теплообменников. В первом случае

Таблица 5.2. Характеристика насадок

Тип и размеры насадки, мм	Удельная поверхность f , м ² /м ³	Свободный объем v , м ³ /м ³	Объемная плотность ρ , кг/м ³	Приведенный диаметр $d_{пр} = 4v/f$, м
Кольца Рашига керамические (беспорядочно лежащие):				
15×15×2	330	0,7	690	0,0085
25×25×3	200	0,74	530	0,015
35×35×4	140	0,78	505	0,022
50×50×5	90	0,785	530	0,035
Кварц, размер кусков, мм:				
25	120	0,37	1600	0,012
40	85	0,43	1450	0,02
75	42	0,46	1380	0,044
Хордовая насадка 10×100:				
$t = 10$	100	0,55	210	0,022
$t = 20$	65	0,68	145	0,042
$t = 30$	48	0,77	110	0,063
Керамические кольца Палля (беспорядочно лежащие):				
25×25×3	220	0,74	610	0,013
35×35×4	165	0,76	540	0,018
50×50×5	120	0,78	520	0,026
Седла Берля из керамики (беспорядочно лежащие):				
12,5	460	0,68	720	0,006
25	260	0,69	670	0,011
35	165	0,7	670	0,017

полное сечение аппарата, м², находят из соотношения

$$S = W_H / \rho_{ж} u. \quad (5.18)$$

Из условия оптимальной скорости полное сечение аппарата, м², находят по формуле

$$S = Vv / \omega_0, \quad (5.19)$$

где v — свободный объем, м³/м³, принимается по табл. 5.2.

Принимая во внимание необходимость одновременного существования равенств (5.18) и (5.19), получаем:

$$W_H / V = \rho_{ж} u v / \omega_0. \quad (5.20)$$

Если найденное расчетное соотношение W_H / V не удовлетворяет уравнению (5.19) при подстановке предельных значений ω_0 и U , необходимо применить рецир-

куляционную схему при охлаждении газов в насадочном теплообменнике.

Производят расчет коэффициента теплопередачи k_F . Для насадочных теплообменников коэффициент теплопередачи k_F , отнесенный к единице поверхности насадки, может быть определен по формуле (5.5), а для скрубберов с кольцами Рашига предпочтительнее пользоваться формулой (5.8). Объемный коэффициент теплопередачи k_v для полого смесительного теплообменника можно определять пересчетом по формуле (5.11), где удельная поверхность f определяется по табл. 5.2.

Температурный напор в теплообменном аппарате определяют по зависимостям, предложенным в гл. 3. Далее, зная общее количество передаваемой теплоты в аппарате Q , определяют объем полого смесительного теплообменника или объем насадки в скруббере по формуле

$$V_H = Q / k_v \Delta t_{cp}, \quad (5.21)$$

или поверхность насадки в аппарате

$$F_H = Q / k_F \Delta t_{cp} = V_H f. \quad (5.22)$$

Определяют полную высоту насадки или высоту полезного объема форсуночного аппарата, м:

$$h = V_H / S. \quad (5.23)$$

Определяют диаметр аппарата, м:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} S}. \quad (5.24)$$

Оценивают удельное тепловое напряжение q_v в теплообменнике. Для насадочного аппарата

$$q_v = \frac{Q}{V_H} = \frac{k_F F_H \Delta t_{cp}}{V_H} = k_F f \Delta t_{cp}. \quad (5.25)$$

Для полого аппарата

$$q_v = \frac{Q}{V_{пол}} = \frac{k_v V_{пол} \Delta t_{cp}}{V_{пол}} = k_v \Delta t_{cp}. \quad (5.26)$$

Далее производят расчет гидродинамических характеристик и определение технико-экономических показателей смесительного теплообменника.

Наиболее целесообразно расчет смесительных аппаратов проводить на ЭВМ, так как в противном случае в ходе расчета параметров необходимо часто применять метод итерации, крайне неудобный для ручного счета. Общая блок-схема расчета приведена на рис. 5.5.

Здесь

$$T = \frac{\Delta p}{g \rho_{\text{ж}} H} = \frac{\xi a w_0^2 \rho_{\text{г}}}{8 g \varepsilon^3 \rho_{\text{ж}}} = \frac{\xi}{2} Fr_{\text{г}} \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}}; \quad (5.30)$$

Δp — гидравлическое сопротивление насадки, Па; ξ — коэффициент сопротивления; H — высота насадки, м; g — ускорение силы тяжести, м/с²; a — удельная поверхность насадки, м²/м³; $\rho_{\text{г}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ — плотности газа и жидкости, кг/м³; ε — свободный объем насадки, м³/м³; w_0 — скорость газа, отнесенная ко всему сечению колонны (приведенная или фиктивная); $Fr_{\text{г}} = a w / 4 g \varepsilon^3$ — критерий Фруда для газа; $A = 3(u^2 a b / 2 g \varepsilon^3)^{1/3}$ — безразмерный параметр орошения, причем $b = 1,748 / Re_{\text{ж}}^{0,8}$, а $Re_{\text{ж}} = 4 w_{\text{ж}} / a \mu_{\text{ж}}$; u — плотность орошения, м³/(м²·с); B_1 и B_2 — постоянные, зависящие от рода и размера насадки, а также от величины A .

Значения величин A , B_1 и B_2

	A	B_1	B_2
Керамические кольца			
(<30 мм):			
начало подвисяния . . .	0—0,7	0,046	1
начало захлебывания . .	0—0,2	0,168	1,83
захлебывание	0,2—1	0,081	0,96
Керамические кольца			
(>30 мм):			
начало подвисяния . . .	0,2—0,7	0,0243	1,165
захлебывание	0,3—0,7	0,118	1,22
Стальные кольца (25—50 мм):			
начало захлебывания . .	0,3—0,55	0,081	1,44
захлебывание	0,55—0,8	0,067	0,96

Вычислив по формуле (5.29) значение T , можно по выражению (5.30) найти приведенную скорость газа, соответствующую подвисянию или захлебыванию. Следует заметить, что такой метод расчета скорости газа предполагает предварительное определение величины ξ [54]. По Н. М. Жаворонкову для беспорядочных кольцевых насадок:

при ламинарном движении ($Re_{\text{г}} < 40$)

$$\xi = 140 / Re_{\text{г}}; \quad (5.31)$$

при турбулентном движении ($Re_{\text{г}} > 40$)

$$\xi = 16 / Re_{\text{г}}^{0,2}. \quad (5.32)$$

Продувание газа через скруббер связано с затратами энергии. Для определения мощности, затрачивае-

Мой на перекачивание газа, нужно подсчитать сопротивление тракта, которое зависит от типа насадки и гидродинамического режима работы аппарата [51, 70]. Насадочные скрубберы работают обычно в турбулентном режиме, при котором для течения газа через насадки кусковую или из колец Рашига $Re > 70$.

Н. М. Жаворонковым рекомендуются следующие формулы для определения сопротивления сухих насадок из беспорядочно насыпанных колец или кусков:

для ламинарного режима ($Re < 70$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{1960 \rho_r \omega^2 \nu^*}{d_s^2 \nu}; \quad (5.33)$$

для турбулентного режима ($Re < 7000$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{74,5 \rho_r \omega_0^{1,8} \nu^{0,2}}{d_s^{1,2} \nu^{1,8}}; \quad (5.34)$$

для турбулентного режима ($Re > 7000$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{12,8 \rho_r \omega^2 \nu}{d_s \nu^2}, \quad (5.35)$$

где h — высота насадки, м; ν — кинематическая вязкость газа, $\text{м}^2/\text{с}$.

Сопротивление смоченной насадки всегда больше сопротивления сухой из-за уменьшения проходного сечения слоем жидкостной пленки:

$$\Delta p_{\text{см}} = \psi \Delta p_{\text{сух}}. \quad (5.36)$$

Коэффициент ψ при орошении водой может быть найден по приближенной формуле

$$\psi = 1,2 + 0,04 N, \quad (5.37)$$

где N — плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

При орошении другой жидкостью следует вводить еще множитель $\nu^{0,056}$, где ν — относительная кинематическая вязкость жидкости (по отношению к вязкости воды).

Мощность N , Вт, необходимая для продувания газа через скруббер, выразится известной формулой

$$N = G \Delta p / \rho_r \eta_n, \quad (5.38)$$

где G — расход газа, $\text{кг}/\text{с}$; Δp — полное сопротивление скруббера, Па; ρ_r — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; η_n — к. п. д. нагнетателя.

5.6. АППАРАТЫ С ПОГРУЖНЫМИ ГОРЕЛКАМИ

Аппараты с погружными горелками (АПГ) предназначены для нагрева и выпаривания растворов, обладающих агрессивными свойствами или содержащих механические примеси и шламы [1, 67]. По принципу действия аппараты характеризуются барботажными процессами, протекающими между продуктами сгорания

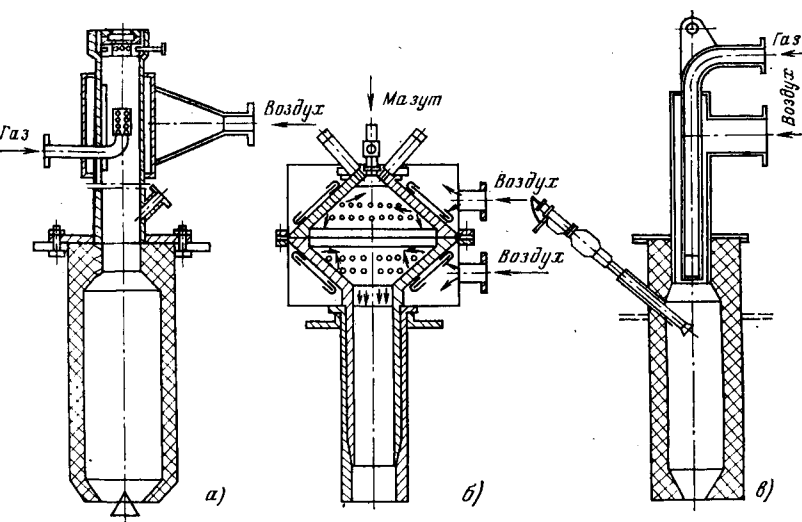


Рис. 5.6. Погружные горелки.

а — циклонная горелка для сжигания природного газа; б — горелка для сжигания жидкого топлива; в — туннельная горелка для сжигания газообразного топлива.

и жидкостью. Продукты сгорания в виде нагретых газов получают при сжигании газообразного или жидкого топлива в погружных горелках, представленных на рис. 5.6.

Выпарные аппараты по конструктивному устройству подразделяются на три типа:

аппараты с погружной горелкой барботажного типа (рис. 5.7), предназначенные для выпаривания малопенящихся и некристаллизующихся растворов и жидкостей;

аппараты с погружной горелкой, расположенной в циркуляционной трубе (рис. 5.8), предназначенные для выпаривания кристаллизующихся растворов;

аппараты эрлифтного типа, предназначенные для выпаривания пенящихся растворов (рис. 5.9) [67].

Наибольшее применение получили погружные горелки для сжигания природного газа, которые состоят из смесителя газообразного топлива с воздухом и камеры для сжигания этой смеси.

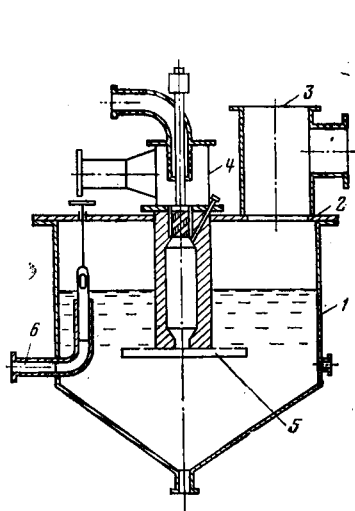


Рис. 5.7. Аппарат с погружной горелкой и барботажной решеткой. 1 — корпус аппарата; 2 — крышка; 3 — сборник для парогазовой смеси; 4 — погружная горелка; 5 — барботажная решетка (тарель); 6 — устройство для удаления раствора.

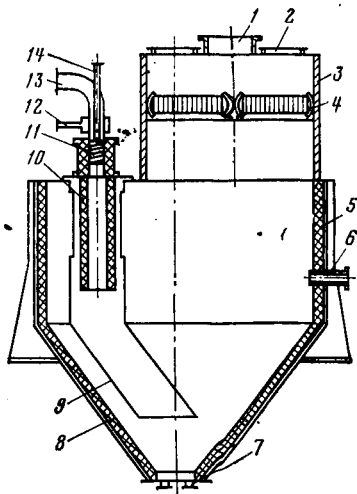


Рис. 5.8. Аппарат с погружной горелкой, расположенной в циркуляционной трубе.

1 — штуцер для выхода парогазовой смеси; 2 — взрывная мембрана; 3 — сепаратор; 4 — жалюзийный брызгоотделитель; 5 — корпус аппарата; 6 — штуцер для подачи исходного раствора; 7 — спускной штуцер; 8 — кислотоупорная футеровка; 9 — циркуляционная труба; 10 — погружная горелка; 11 — завихритель; 12 — труба для подачи природного газа; 13 — труба для подачи воздуха; 14 — труба для запальника.

Камера сгорания представляет собой металлическую трубу, футерованную внутри огнеупорным материалом. Огнеупорная футеровка кроме огнестойкости обеспечивает равномерность горения топлива по длине камеры. Продукты сгорания из камеры поступают в барботажное устройство, погруженное в раствор на оптимальную глубину, для равномерного распределения в виде пузырьков по всему объему жидкости. Барботажные

устройства могут быть выполнены в виде трубы с конусным рассекателем или решетчатой тарелки.

Газовые пузырьки при всплывании отдают теплоту жидкости и одновременно насыщаются парами воды. Интенсивность процесса тепло- и массообмена определяется межфазной поверхностью, образованной газовыми пузырьками в жидкости, и разностью температур

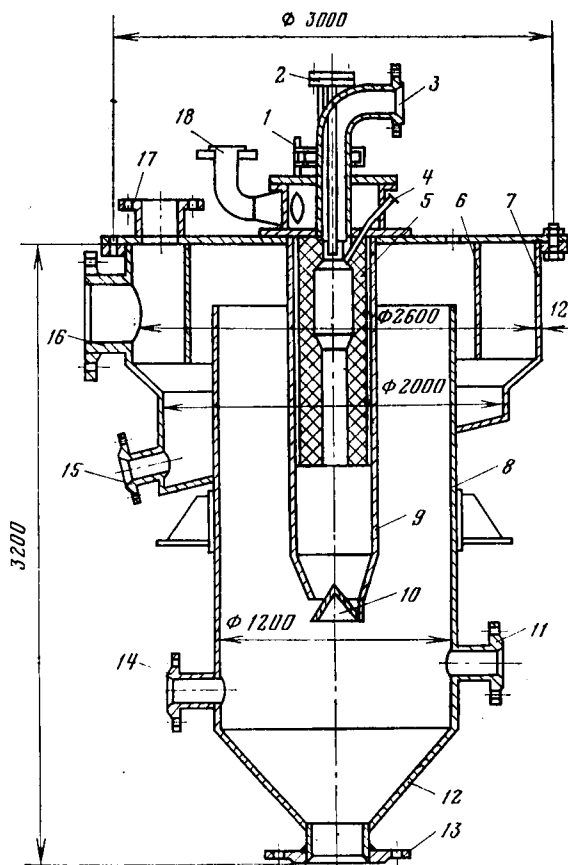


Рис. 5.9. Аппарат погружного горения эрлифтного типа.

1 — штуцер для подачи газа; 2 — смотровое стекло; 3 — труба для подачи воздуха; 4 — запальник; 5 — погружная горелка; 6 — отбойник; 7 — сепаратор; 8 — корпус аппарата; 9 — барботажная труба; 10 — конус-рассекатель; 11 — штуцер для подачи исходного раствора; 12 — конусное дно; 13 — сливной штуцер; 14 — переливной штуцер; 15 — штуцер для удаления продукта; 16 — штуцер для удаления парогазовой смеси; 17 — предохранительная мембрана; 18 — труба для подачи воздуха на разбавление продуктов сгорания.

контактируемых потоков. Выпаривание жидкости в этом случае протекает при равновесной температуре, величина которой зависит от температурной депрессии и температуры продуктов сгорания, поступающих в барботажное устройство.

В аппаратах с погружными горелками процессы испарения растворов протекают при атмосферном давлении.

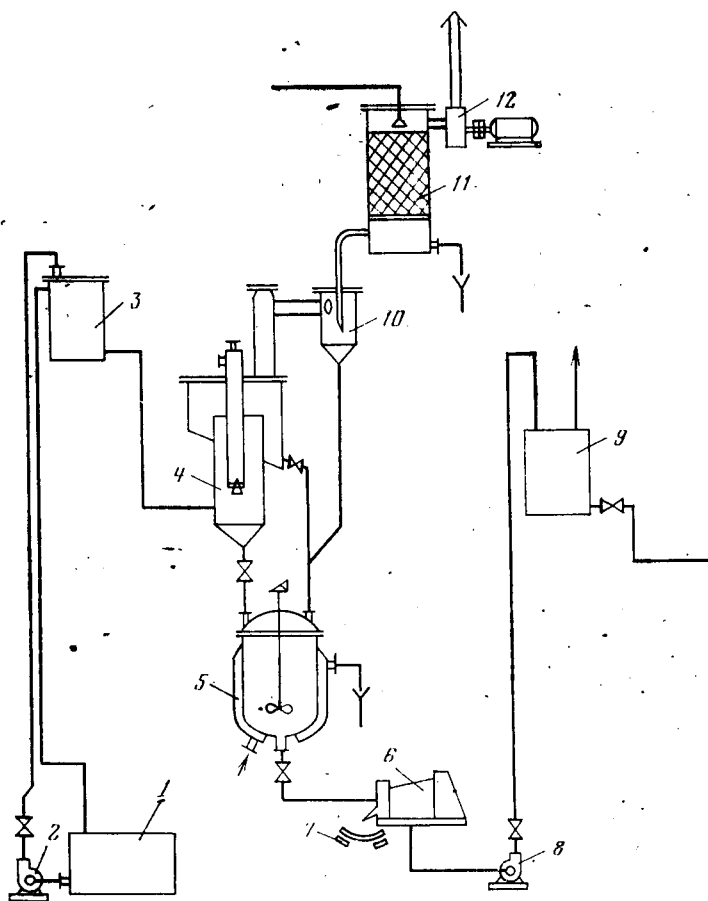


Рис. 5.10. Технологическая схема установки погружного горения.

1 — сборник исходного раствора; 2, 8 — насосы; 3 — напорный бак; 4 — аппарат с погружной горелкой; 5 — кристаллизатор; 6 — центрифуга; 7 — транспортер; 9 — сборник продукта; 10 — циклонный каплеуловитель; 11 — скруббер-конденсатор; 12 — вентилятор.

ний и равновесная температура на 15—16°C ниже температуры кипения раствора. Характерными для таких процессов являются разрушение пузырьков на свободной поверхности раствора и выброс парогазовой смеси с температурой не более чем на 1—2°C выше температуры самого раствора, что свидетельствует о минимальных тепловых потерях при тепло- и массообмене между продуктами сгорания и жидкостью. Коэффициент использования теплоты сгорания топлива достигает 95—96%.

Выпарные аппараты с погружными горелками отличаются простотой конструкции, их изготавливают из обычной углеродистой стали, для защиты от коррозии аппараты футеруют внутри кислотоупорными материалами. Выпарные аппараты оснащаются вспомогательным оборудованием, контрольно-измерительными приборами и средствами автоматизации.

Принципиальная технологическая схема установки погружного горения представлена на рис. 5.10. Исходный раствор из сборника 1 центробежным насосом 2 подается в напорный бак 3, откуда поступает самотеком в АПГ. Парогазовая смесь, полученная в аппарате, поступает в каплеотделитель 10, затем в скруббер 11 для конденсации паров с помощью орошения холодной водой. Полученный конденсат в смеси с водой удаляется из скруббера в систему оборотного водоснабжения, а охлажденные газы вентилятором 12 выбрасываются через трубу в атмосферу.

Концентрированный раствор, полученный в аппарате, отводится по трубопроводу в кристаллизатор 5, где охлаждается, а затем направляется в центрифугу 6 для выделения солей. Маточник, полученный при центрифугировании, перекачивается насосом 8 в сборник готового продукта 9, а соль с помощью транспортера 7 поступает на склад.

При полном сгорании топлива в горелках и достаточной промывке дымовых газов в скруббере газовые выбросы не содержат токсических веществ и соответствуют санитарным нормам.

Конструктивный и тепловой расчеты аппаратов производятся следующим образом.

1. Тепловые потоки в выпарном аппарате (рис. 5.11) можно выразить уравнением теплового баланса

$$Q_{\Gamma} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{н}} = Q_{\text{пг}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{о}}. \quad (5.39)$$

В этом уравнении обозначено:

Q_T — теплота, получаемая при сгорании топлива в погружной горелке;

Q_B — физическая теплота, поступающая с воздухом;

Q_T — физическая теплота топлива;

Q_H — теплота, поступающая с исходным раствором;

$Q_{пг}$ — теплота, уходящая с парогазовой смесью;

Q_K — теплота, уходящая с раствором;

Q_o — потери теплоты в окружающую среду.

2. Теплота сгорания топлива в погружной горелке Q_T расходуется в основном на нагрев и испарение раствора, поэтому без учета потерь теплоты аппаратом в окружающую среду

$$Q_T = V_T c_T (t_T - t_{пг}) = W(i - c_p t_p) + G c_p (t_p - t_o). \quad (5.40)$$

3. Расход топлива в погружной горелке, работающей на природном газе, составит:

$$B = Q_T / Q_p. \quad (5.41)$$

4. Расход воздуха для полного сгорания топлива при коэффициенте избытка $\alpha = 1,1 - 1,3$ составит:

$$V_B = B \alpha V_o.$$

Теоретический расход воздуха V_o , $\text{м}^3/\text{м}^3$, необходимый для полного сгорания 1 м^3 газообразного топлива,

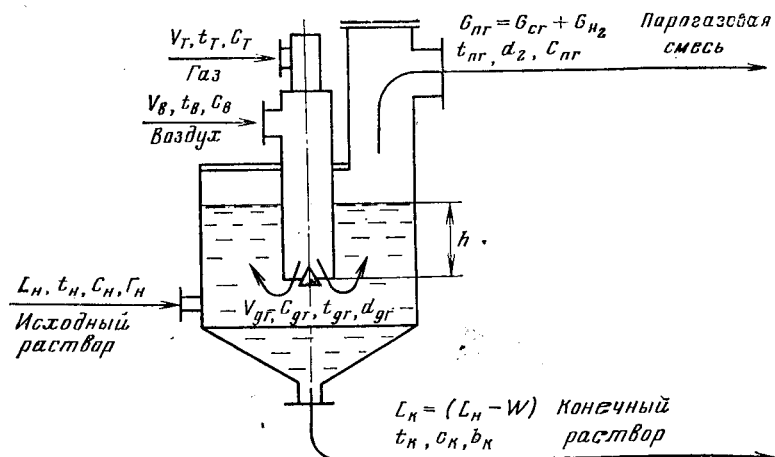


Рис. 5.11. Схема тепловых потоков в аппарате с погружной горелкой.

можно определить по формуле

$$V^0_{\text{в}} = [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + \\ + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 1,5\text{H}_2\text{S} - \text{O}_2] 100/21. \quad (5.42)$$

5. Количество продуктов сгорания определяется на основании соотношений:

диоксид углерода, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 (\text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + \\ + 5\text{C}_5\text{H}_{12} + \text{CO}^{\text{м}}_2); \quad (5.43)$$

минимальный объем азота, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V^{\text{мин}}_{\text{N}_2} = 0,79V_{\text{в}} + 0,01 N_2^{\text{мин}}; \quad (5.44)$$

минимальный объем сухих продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V^{\text{мин}}_{\text{сух}} = V_{\text{CO}_2} + V^{\text{мин}}_{\text{N}_2}; \quad (5.45)$$

полный объем сухих продуктов сгорания при избытке воздуха α , $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V^0_{\text{сух}} = V_{\text{CO}_2} + V^{\text{мин}}_{\text{N}_2} + (\alpha - 1)V^0_{\text{в}}; \quad (5.46)$$

объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V^0_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 (2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + 4\text{C}_3\text{H}_8 + \\ + 5\text{C}_4\text{H}_{10} + 6\text{C}_5\text{H}_{12}) + 1,6\alpha V^0_{\text{в}}. \quad (5.47)$$

суммарный объем продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V^0_{\text{д.г}} = V^0_{\text{сух}} + V^0_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (5.48)$$

6. Теоретическую температуру горения газа, $^{\circ}\text{C}$, при полном сгорании топлива без потерь теплоты определяют по формуле

$$t_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}}^{\text{р}} + I_{\text{г}} + I_{\text{в}}}{\Sigma V c_p}, \quad (5.49)$$

где $Q_{\text{г}}^{\text{р}}$ — низшая рабочая теплота сгорания газа, $\text{МДж}/\text{м}^3$; $I_{\text{г}}$ — физическая теплота, внесенная с горючим газом, $\text{МДж}/\text{м}^3$; $I_{\text{в}}$ — физическая теплота, внесенная с воздухом, $\text{МДж}/\text{м}^3$; $\Sigma V c_p$ — сумма произведений объемов и теплоемкостей при постоянном давлении составных частей продуктов полного сжигания 1 м^3 горючего газа.

7. Энтальпию продуктов полного сгорания газообразного топлива (дымовых газов) рассчитывают по уравнению

$$I = V_{\text{д.г.}} c_{\text{д.г.}} t_{\text{д.г.}} = V_{\text{CO}_2} c_{\text{CO}_2} t_{\text{д.г.}} + V_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}} t_{\text{д.г.}} + \\ + V_{\text{N}_2} c_{\text{N}_2} t_{\text{д.г.}} + V_{\text{O}_2} c_{\text{O}_2} t_{\text{д.г.}} \quad (5.50)$$

Теплофизические свойства и параметры дымовых газов, получаемых при сжигании природного газа, можно найти в [49, 67].

8. Объемный расход дымовых газов на выходе из сопла погружной горелки

$$V_{\text{д.г.}} = B V_{\text{д.г.}}^0 \quad (5.51)$$

9. Скорость истечения дымовых газов из погружной горелки

$$w = \frac{V_{\text{д.г.}}}{3600 \cdot 0,785 d_c^2}; \quad (5.52)$$

где d_c — диаметр сопла погружной горелки, м.

10. Режим истечения дымовых газов характеризуется числом Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{ист}} = w d_c / \nu'_{\text{г.}}$$

11. Оптимальная глубина погружения горелки в жидкость определяется [73] соотношением

$$h_{\text{опт}} = 85D \frac{(D/d_c)^2}{\text{Re}_{\text{ист}}}. \quad (5.53)$$

12. Режим барботажного газового потока через жидкость в аппарате оценивают по $\text{Re}_{\text{г}} = w_a D / \nu'_{\text{г.}}$, где w_a — скорость газового потока, м/с, приведенная к свободному поперечному сечению аппарата;

$$w_a = \frac{V_{\text{д.г.}}}{3600 \cdot 0,785 D^2}; \quad (5.54)$$

$\nu'_{\text{г.}}$ — кинематическая вязкость газа при температуре раствора, t_p , которая может быть принята равной температуре мокрого термометра (табл. 5.1).

13. По температурам дымовых газов $t_{\text{г}}$ и равновесной t_p определяют влагосодержание дымовых газов, уходящих из барботажного слоя жидкости:

$$d_{\text{пр}} = u \left(\frac{273 + t_{\text{г}}}{273 + t_p} \right)^n, \quad (5.55)$$

где u — коэффициент: для воды $u=108$; для растворов минеральных солей $u=102$; для растворов серной кислоты $u=98$; n — показатель степени, $n=1,4$.

14. Критерий теплового напряжения для выпарного аппарата определяют [67] по формуле

$$P_q = \frac{qD^2}{\lambda_r \Delta t_{cp}} = 0,01 Re_r^{1,25} (h/D)^{1,25}. \quad (5.56)$$

15. Удельное объемное тепловое напряжение

$$q = P_q \Delta t_{cp} \lambda_r / D^2. \quad (5.57)$$

16. Температурный напор при барботаже определяется по уравнению

$$t_c = \Delta_p \frac{(t_r - t_{nr}) - (t_{nr} - t_{np})}{\ln \frac{t_r - t_{nr}}{t_{nr} - t_{np}}}. \quad (5.58)$$

17. При найденном тепловом направлении объем раствора в аппарате определяют по тепловой нагрузке погружной горелки:

$$V_{ж} = Q_r / q. \quad (5.59)$$

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

$$V_a = V_{ж} / \eta. \quad (5.60)$$

19. Конструктивные размеры выпарного аппарата и погружной горелки после расчета выбирают по ГОСТ и ведомственным нормам.

Глава шестая

СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

6.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СУШИМЫХ МАТЕРИАЛОВ, СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И СУШИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

Одним из эффективных способов обезвоживания сырья и материалов является сушка. Вряд ли можно найти такое производство, где бы сырье, материалы или изделия не подвергались сушке: древесину сушат для улучшения качества и долговечности, топливо — для увеличения теплотворности, зерно — для предохранения от гниения, металлоизделия после покраски — для защиты от коррозии, пищевые продукты — для консервации и т. д. Нередки случаи, когда сушка материалов совмещается с другими технологическими процессами.

Рациональные энергетические схемы сушильных установок основаны на регенеративном использовании отработавшей теплоты как в сушильных установках, так и в других технологических процессах предприятия.

В настоящее время развитие сушильной техники идет в направлении укрупнения агрегатной мощности, повышения режимных параметров сушки, способствующего ускорению процессов удаления влаги из материалов, эффективной комбинации нескольких способов сушки, внедрения комплексной механизации и автоматических систем управления процессами, снижения себестоимости продукции, улучшения охраны труда, внедрения мало- и безотходной технологии.

Наиболее распространенный способ сушки — термическая, или тепловая, сушка материалов — основан на различных методах подвода теплоты и отличается большим конструктивным разнообразием сушильных агрегатов и установок.

Проектирование установок для термической сушки предполагает знание свойств влажного материала, поскольку они определяют выбор рационального способа подвода теплоты к материалу и конструкцию сушильной установки. Для оценки перспективности способа сушки влажные материалы делятся на шесть основных групп [44].

К первой группе относятся все жидкие материалы — истинные и коллоидные растворы, эмульсии и суспензии.

Ко второй группе — пастообразные материалы, которые нельзя перекачивать насосом.

К третьей группе — пылевидные, зернистые и кусковые материалы, обладающие сыпучестью во влажном состоянии.

К четвертой группе — тонкие гибкие материалы: ткани, пленка, бумага.

К пятой группе — штучные, массивные по объему материалы и изделия: керамика, стройматериалы, изделия из древесины.

К шестой группе можно отнести разные изделия, подвергающиеся сушке после грунтования, окраски, склеивания и других работ на поверхности материала.

В табл. 6.1 приведены наиболее распространенные способы сушки некоторых групп материалов и их тепло-технические характеристики.

Таблица 6.1. Способы сушки материалов и характеристики процесса

Тип сушилки	Режим сушки	Интенсивность суш-ки A_F , кг/(м²·ч); A_V , кг/(м³·ч)	Коэффициент теплообмена k или α_0 , Вт/(м²·К)	Удельный расход на 1 кг влаги	
				теплота, кДж	электроэнергия, кВт·ч
Для жидких материалов					
Вальцовые атмосфер-ные	Давление пара $p=0,2 \div 0,5$ МПа	$A_F=7 \div 60$	$k=50 \div 300$	1,3—1,5 кг пара	$N=0,05 \pi F$ (n —час- ота вращения, F —поверхность вальца, м²)
		$A_F=4 \div 15$	$k=30 \div 200$	1,3—1,8 кг пара	—
Вальцовые вакуумные	—	$A_V=1,5 \div 25$	$\alpha_0=30 \div 80$ Вт/(м²·К)	3500—500 кДж	0,06
Распылительные	$t_1=120 \div 900^\circ\text{C}$ $w_1=20 \div 98\%$	$A_F=120 \div 700$	—	3800—5000 кДж	—
Установки с кипящим слоем (для термо- стойких растворов)	$t_1=500 \div 750^\circ\text{C}$ $w=1,5 \div 2,5$ м/с				
Для пастообразных материалов					
Камерные с лотками	—	$A_F=4 \div 15$	—	2—4 кг пара	—
		$A_F=1 \div 2$	—	8500—30 000	0,02—0,04
Петлевые	$t_1=100 \div 135^\circ\text{C}$, нагрузка 7 кг/м²				
С мешалками	$t_1=150 \div 500^\circ\text{C}$	$A_V=35 \div 60$		4000—11 000	0,01—0,05
Для твердых дисперсных материалов					
Ленточные конвейер- ные	$t_1=100 \div 200^\circ\text{C}$ $w=0,1 \div 0,5$ м/с	$A_F=5 \div 18$	—	3800—6000	—

Тип сушилки	Режим сушки	Интенсивность сушки A_F, A_V , кг/(м ² ·ч); A_V , кг/(м ³ ·ч)	Коэффициент теплообмена k или α_v , Вт/(м ² ·К)	Удельный расход на 1 кг влаги	
				теплоты, кДж	электроэнергии, кВт·ч
Шнековые и скребковые	Давление пара $p=0,2 \div 0,6$ МПа	$A_F=5 \div 20$	$k=10 \div 170$	1,5—2,5 кг пара	—
Паровые трубчатые	Давление пара $p=0,15 \div 0,45$ МПа	$A_F=3,5 \div 8$	$k=10 \div 70$	3000—3600	$N=(0,8 \div 1,0) F$, кВт (F —поверхность нагрева, м ²)
Шахтные	$t=100 \div 250^\circ\text{C}$ $u=0,1 \div 0,3$ м/с	$A_V=20 \div 50$	—	—	—
Барабанные	$t_1=150 \div 700^\circ\text{C}$ $n=1,5 \div 5$ об/мин	$A_V=3 \div 150$	—	4000—8000	—
Пневмотрубы	$t_1=150 \div 1000^\circ\text{C}$ $u=10 \div 60$ м/с	$A_V=200 \div 800$	—	3600—4500	—
С кипящим слоем	$t_1=120 \div 700^\circ\text{C}$ $u=0,8 \div 3,5$ м/с	$A_F=10 \div 1000$	—	4000—6000	—
Для тонких листовых материалов					
Петлевые	$t_1=28 \div 120^\circ\text{C}$ $w_1=50 \div 90\%$	$A_F=0,8 \div 20$	—	2—3 кг пара	—
Цилиндрические	Давление пара $p=0,15 \div 0,3$ МПа $w_1=60 \div 70\%$	$A_F=8 \div 14$	$k=250 \div 500$	2—2,5 кг пара	0,01—0,03

Различие сушимых материалов по физико-химическим и структурно-механическим свойствам, форме, размеру, количеству определяет разнообразие конструкций сушильных установок.

Существует следующая классификация наиболее распространенных сушильных установок:

- по способу подвода теплоты к материалу — конвективные, кондуктивные, радиационные, электромагнитные, комбинированные (конвективно-радиационные, конвективно-радиационно-высокочастотные и т. п.);

- по режиму работы — непрерывного действия, периодического действия, полунепрерывного действия;

- по конструкции — камерные, шахтные, туннельные, барабанные, трубчатые, ленточные, взвешенного слоя, распылительные, сублимационные и др.

Конструкции сушильных установок применительно к различным отраслям промышленности обстоятельно рассматриваются в [40]. Из приведенного перечня сушилок наибольшее распространение в промышленности получили конвективные сушильные установки. Эти установки могут быть разделены на несколько групп по ряду существенных признаков:

- по сушильному агенту: воздушные, на дымовых (топочных) газах, на неконденсирующихся в процессе сушки газах (азот, гелий, перегретый водяной пар и т. д.);

- по схеме движения сушильного агента: одноконтурные (с однократным использованием сушильного агента, с рециркуляцией), многоконтурные (с промежуточным подогревом сушильного агента, рециркуляцией его по зонам, рециркуляцией между зонами и т. п.);

- по давлению в сушильной камере: атмосферные, вакуумные;

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

Выбор сушильного агента проводится на основе комплексного исследования технико-экономических показателей сушильной установки, технологической схемы и связи ее с тепловой схемой предприятия.

Воздух как сушильный агент применяется наиболее часто в тех случаях, когда температура сушки не превышает 500°C , а присутствие кислорода в нем не влияет на свойства сушеного материала. Как правило, воздух подогревается водяным паром давлением 0,3—0,7 МПа в паровых калориферах. Оптимальная температура воздуха при таком способе нагрева не превышает $110\text{—}150^{\circ}\text{C}$. Более высокий подогрев воздуха вызывает неоправданное удорожание всей системы

сушки. Для подогрева воздуха целесообразно использовать пар низких параметров (из отборов турбин, систем испарительного охлаждения, после паровых приводов, из котельных, в которых сжигают некондиционное топливо).

Топочные (дымовые) газы используются для сушки материалов при высокой температуре (200—800°C), причем только в тех случаях, когда газовые и твердые компоненты дыма не оказывают существенного влияния на качественные показатели продукта. Для их получения сооружаются специальные топочные устройства, в которых сжигают природный и другие горючие газы, жидкое топливо, отходы технологического производства (древесная стружка, солома, подсолнечная лузга и пр.). Наиболее рационально для сушилок использовать дымовые газы из топок производственных котельных, из котлов ТЭС, нагревательных, плавильных и обжиговых печей.

Азот как сушильный агент применяется в тех случаях, когда сушимый материал склонен подвергаться окислению или является взрывоопасным или взрывоопасна испаряющаяся из материала жидкость. Получают азот в специальных воздухоразделительных установках.

Для сушки многих капиллярно-пористых тел, материалов, накапливающих электростатические заряды, целесообразно применять в качестве сушильного агента перегретый водяной пар или перегретый пар удаляемого из материала растворителя. Перегретый пар как сушильный агент имеет в ряде случаев и другие технико-экономические преимущества перед воздухом и дымовыми газами и в последнее время находит более частое применение. К его достоинствам относятся: существенная интенсификация внутреннего тепло-массопереноса, отсутствие в сушимои материале окислительных процессов, упрощение тепловой схемы теплоснабжения сушильного агрегата, в ряде случаев — увеличение скорости сушки и снижение удельных расходов теплоты на сушку.

6.2. ВЫБОР И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СПОСОБА И РЕЖИМА СУШКИ

Многообразие влажных материалов и возможность использования для каждого из них нескольких способов сушки обязывают проводить научно-обоснованный выбор оптимального способа. Прежде всего необходимо знать свойства материала как объекта сушки: определяющие формы связи влаги с материалом, теплофизические и массообменные коэффициенты переноса и их зависимости от температуры и влагосодержания материала, его терморадационные, электрофизические, реологические характеристики. При отсутствии всех перечисленных свойств можно воспользоваться данными о свойствах аналога сушимои материала или определить эти свойства экспериментально-расчетным путем.

Анализ свойств сушимои материала, преимуществ и недостатков наиболее распространенных способов сушки дает возможность выбрать предварительно сопоста-

вимые варианты, из которых в дальнейшем путем технико-экономических расчетов можно выбрать основной вариант для проектирования.

Оптимальный вариант процесса сушки может быть выбран путем технологического, конструктивного и технико-экономического сопоставлений ряда возможных удовлетворяющих требованиям вариантов сушки.

При проектировании агрегатов для оптимизации технологических и конструктивных параметров применяют в основном один из двух методов моделирования — физический или математический, хотя есть еще графоаналитический метод.

Метод физического моделирования [25, 45] включает экспериментальное определение оптимальных параметров на лабораторных установках. Далее получают безразмерные критерии и, применяя определенные коэффициенты запаса, проектируют полупромышленные и промышленные установки. При большом числе переменных параметров метод физического моделирования требует большое число лабораторных и промышленных экспериментов, что связано со значительными материальными затратами и продолжительностью времени от лабораторных исследований до внедрения.

Метод математического моделирования не имеет таких недостатков и в настоящее время получил большое распространение. Для его осуществления получают математические выражения, описывающие закономерности данного технологического процесса — математическую модель. Далее, применяя инженерные исследования, методы прикладной математики и вычислительные машины, с помощью математической модели определяют оптимальные параметры процесса и установки.

Задача оптимальной организации сушильного процесса органически сочетает оптимизацию теплотехнической схемы, конструкции сушильной установки, а также режимных параметров сушки. Под режимными параметрами сушки понимают, например, для конвективной сушки температуру, скорость и относительную влажность сушильного агента. Оптимизацию режимных параметров следует вести методом отыскания минимума целевой функции, которая может быть получена на основе экономико-математической модели конвективных сушильных установок, когда экономические показатели выражены в виде непрерывной функции от конструктивных и технологических параметров.

В качестве критериев оптимальности могут быть выбраны или экономические (приведенные затраты, себестоимость), или технологические критерии. Технологические критерии оптимальности определяют по минимуму энергозатрат или на основе максимума производительности по испаренной влаге. Первый критерий целесообразно применять при большой энергоемкости процессов.

Наряду с экономическими и технологическими критериями в ряде случаев используют натуральные критерии: расход дефицитных материалов или топливно-энергетических ресурсов, условия труда, охрана окружающей среды и др. Могут быть выбраны сочетания критериев, например минимум приведенных затрат при условии обеспечения комфортных условий труда и отсутствия загрязнения окружающей среды.

Независимо от выбираемых критериев оптимальности процесс сушки должен обеспечивать соответствие высушенного материала (продукта) всем качественным показателям: влажность, прочность, химический состав, товарный вид и т. п., а также надежность работы установки, возможность ее автоматизации, использование типовых сушильных установок и вспомогательного оборудования и т. д.

Перечисленные условия для выбора способа сушки не могут ставиться и соблюдаться при обработке небольших количеств или дорогостоящих и дефицитных веществ или малосерийных материалов и изделий. Должны быть поставлены дополнительные условия и требования при сушке токсичных и химически агрессивных или взрыво- и пожароопасных материалов и веществ.

Каждому сушиму материалу присущи наиболее рациональные способы сушки и конструктивное оформление сушильных агрегатов. Например, для сушки жидких материалов наиболее рациональна сушка распылением или в кипящем слое с инертным наполнителем, например кварцевым песком. Тонкодисперсные материалы удобнее и экономичнее сушить в пневмосушилках, так как в них может быть выдержана умеренная глубина сушки мелких фракций материала. Пастообразные материалы сушат в вальцовых сушилках. Средние и крупные фракции сыпучих материалов хорошо сушатся в установках с кипящим слоем, трубчатых, барабанных и тарельчатых сушилках. Тонколистовые материалы — ткани, корд, бумагу — сушит в цилиндрических (с обогреваемыми цилиндрами) и сопловых сушилках.

Для сушки тонких материалов и изделий после лакокрасочных покрытий получил распространение радиационный способ подвода теплоты, при котором можно получить большие тепловые потоки. Например, при температуре поверхности излучателя 600°C тепловой поток достигает 25 кВт/м^2 . В качестве излучателей применяются зеркальные электрические лампы, трубчатые электрические нагреватели (ТЭН), беспламенные газовые горелки, трубчатые и плоские излучатели, обогреваемые изнутри топочными газами, паром, высокотемпературными жидкими теплоносителями. Преимуществами терморadiационной сушки перед конвективной являются высокая интенсивность сушки и, как следствие, компактность сушильного агрегата. В зависимости от температуры экрана длительность сушки может быть сокращена в 5—10 раз и более по сравнению с конвективной сушкой. Например, шпаклевка по железу сохнет за 30 мин вместо 4—6 ч, сушка текстиля ускоряется в десятки раз и т. д. Вместе с тем радиационный способ сушки сло-

жен и дорог. Его целесообразно применять там, где решающее значение для качества продукции имеет скорость сушки.

Сушку грунтованных, окрашенных и лакированных изделий можно производить в сушилках самых разных конструкций: камерных, конвейерных, петлевых и др. Изделия из металла и других материалов покрывают краской, лаком или эмалью. Сушка требует не только подведения теплоты для удаления растворителя и компенсации тепловых потерь, но и необходимого количества кислорода для окисления и затвердевания пленки. Важнейшее значение при такой сушке имеет равномерный обдув изделия циркулирующим воздухом, чтобы не образовывалось застойных зон, не возникала взрывоопасная концентрация растворителя. Основным требованием к процессу сушки является быстрое высыхание покрытия и образование прочной пленки, хорошо защищающей изделия от ржавления. В зависимости от вида покрытия и его свойств устанавливают длительность сушки, скорость обдува и температуру слоя. Длительность сушки в сушилках для сушки лакокрасочных покрытий может колебаться от нескольких минут до нескольких их часов (сушка покрытия асфальтовым лаком).

Результаты технико-экономического сравнения конкурирующих вариантов сушки конкретного материала позволяют обоснованно выбрать оптимальный вариант установки, который в дальнейшем подлежит подробной инженерной разработке.

Для химической, микробиологической, пищевой и ряда других отраслей промышленности наибольший интерес представляет сушка жидкотекучих материалов, т. е. материалов первой группы. Поэтому далее будут подробно рассмотрены физическая сущность процессов, протекающих в установках для сушки этих материалов, конструкции установок и способы их расчета.

6.3. СУШКА ЖИДКОТЕКУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Для получения сухого продукта различной дисперсности и структуры из жидкотекучих растворов или суспензий в одном аппарате при конвективном или конвективно-радиационном способах подвода теплоты к сушиму материалу наиболее широко используются распылительные сушилки [44]. Этому способствуют такие их достоинства, как конструктивная простота, малое термическое влияние на материал в процессе сушки, большая единичная мощность установки по испаренной влаге, возможность регулировки конечных значений влажности высушиваемого материала, высокая

экономичность, технологическая простота процесса из-за отсутствия промежуточных стадий (кристаллизация, фильтрация, центрифугирование, размол и т. д.).

Сушка распылением представляет собой совокупность таких процессов, как диспергирование материала, движение диспергированного материала и сушильного агента и тепломассообмен между ними, перенос теплоты и массы внутри высушиваемых частиц.

Технологическая схема сушки распылением (рис. 6.1) включает:

- I — систему приготовления и подачи сушильного материала к распыляющему устройству;
- II — систему приготовления и подачи сушильного агента в сушильную камеру;
- III — сушильную камеру (башню);
- IV — распыляющее устройство;
- V — систему отделения высушенного материала от сушильного агента.

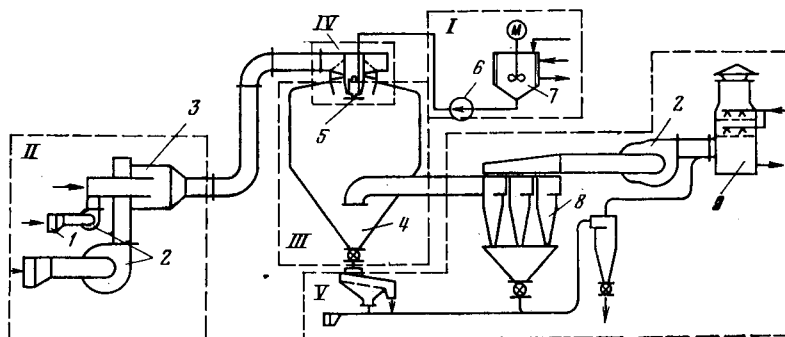


Рис. 6.1. Принципиальная схема распылительной сушильной установки.

1 — воздушный фильтр; 2 — вентилятор; 3 — топка; 4 — сушильная камера; 5 — распылитель; 6 — насос для подачи раствора; 7 — бак с раствором; 8 — циклонные пылеотделители; 9 — мокрый скруббер.

Система приготовления и подачи материала I опр еделена технологией. Сырой материал из резервуара 7 самотеком или насосом 6 подается к распыляющему устройству IV. Система II включает воздушный фильтр 1, тягодутьевые средства 2, подогреватели сушильного агента.

В зависимости от вида сушильного агента подогревателями могут быть топка 3, паровые или электрические calorиферы, газовые воздухоподогреватели прямого или косвенного действия. В верхней части сушильной камеры III установлены распыляющие устройства (центробежный распыляющий механизм, форсунки, газовые распылители и т. п.), через которые диспергируется исходный материал в камеру. В зону распыления снизу или сверху поступает сушильный агент. При смешении и совместном движении материала и газа происходят высушивание и оседание материала в нижней части камеры.

Система отделения высушенного материала *V* включает одну или две ступени пылеотделяющих устройств, в качестве которых используют циклоны 8, матерчатые фильтры, мокрые скрубберы 9, электрофильтры и т. п.

Камеру любой распылительной сушилки можно рассматривать состоящей из основных зон (ячеек), существенно отличающихся между собой гидродинамической обстановкой, дисперсностью, свойствами и концентрацией дисперсной фазы [50]:

- зоны факела распыла и прилегающего к ней пространства;
- зоны условно установившегося движения фаз;
- зоны подачи сушильного агента;
- зоны отвода сушильного агента.

Зона факела распыла (при любом способе диспергирования исходного продукта) характеризуется наиболее высокими относительными скоростями движения фаз и соответственно интенсивным процессом испарения капель. При сушке некоторых продуктов в зоне факела происходит испарение из раствора до 80% влаги.

Далее располагается зона условно-установившегося движения, в которой воздействие факела распыла, а также струй подаваемого и отводимого сушильного агента минимально. Средняя скорость агента здесь составляет 0,2—0,5 м/с, характер движения в зависимости от диаметра сушилки, скорости и параметров газа может изменяться от ламинарного до развитого турбулентного. В зоне условно-установившегося движения осуществляются процессы досушки частиц до требуемого конечного влагосодержания.

Зоны подачи и отвода газа обычно оказывают существенное влияние на аэродинамическую обстановку в камере и, следовательно, на развитие процесса сушки в целом.

Процессы в каждой из названных зон, особенно в факеле распыла, отличаются значительной сложностью и находятся во взаимной связи. Несмотря на кажущуюся простоту распылительной сушки процесс взаимодействия между сушильным агентом и материалом в сушильной камере очень сложен и пока не поддается строгому аналитическому описанию.

Институтом технической теплофизики АН УССР установлено, что в наиболее общем случае при сушке высоковлажных материалов сушильным агентом с температурой более 100°C можно выделить пять периодов (рис. 6.2, линия *a*): период прогрева (0—1), период равновесного испарения капли (1—2), период коркообразования (2—3), период кипения (3—4), период сушки до равновесной влажности (4—5). Интенсивность испарения капли раствора во втором периоде меньше, чем капли воды, т. е. чистого растворителя. Это различие с повышением начальной концентрации раствора, как правило, увеличивается.

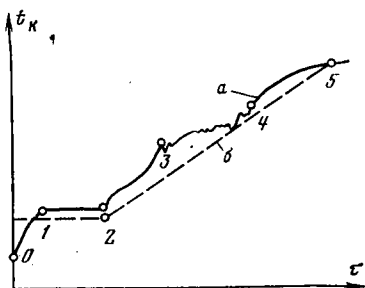


Рис. 6.2. Схематическая термограмма высокотемпературной конвективной сушки одиночной капли раствора.

Хотя в [18, 44] есть зависимости, позволяющие рассчитывать кинетические закономерности (изменение средненитегральных влаго-содержания и температуры) обезвоживания одиночных капель, однако их использование существенно усложняет инженерные расчеты. С достаточной для практики точностью действительную термограмму капли можно заменить согласно предположению А. В. Лыкова условной (рис. 6.2, линия б), состоящей из двух периодов. Причем в первом периоде температура частицы приближенно равна температуре адиабатного испарения чистой жидкости t_m , во втором периоде она изменяется и достигает температуры среды в тот момент, когда влагосодержание частиц будет равно равновесному. Оценивая продолжительность этих периодов в первом приближении, можно считать, что в частицах раствора градиент влагосодержания невелик. В этом случае критическое влагосодержание, соответствующее окончанию первого периода, равно максимальному гигроскопическому, которое мало изменяется в зависимости от режима сушки. Для упрощения будем считать, что температура частицы во втором периоде изменяется по линейному закону. В этом случае можно определить конечную температуру частицы, °С:

$$\theta_2 = (t_2 - t_m) \frac{w_r - w_2}{w_r - w_p} + t_m, \quad (6.1)$$

где t_m , t_2 — температура мокрого термометра и конечная температура сушильного агента; w_2 , w_r , w_p — соответственно конечное, гигроскопическое и равновесное влагосодержания материала.

Проведенное упрощение термограммы сушимого материала облегчает разработку инженерных методов расчета сушильных камер распылительных сушилок.

6.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСПЫЛИТЕЛЬНЫХ СУШИЛОК

Как было показано выше, основными элементами распылительной сушилки являются распыливающее устройство, сушильная камера и устройство для ввода сушильного агента в камеру, поскольку эти элементы определяют эффективность работы сушильной установки. Исследование, расчет и конструирование устройств для диспергирования жидких материалов изложены в [43, 44].

К решающим характеристикам распыла можно отнести: средний диаметр капель $d_{ср}$; параметры, характеризующие распределение капель по размерам; начальную скорость вылета капель из распылителя V_0 ; радиус факела распыла R_f ; эпюру плотности орошения по сечению факела.

Исходя из необходимости улучшения технико-экономических показателей сушики распылением, в [18, 44] сформулированы основные требования, предъявляемые к распылительным устройствам:

создание пужной формы факела (угол раскрытия, распределение массы в пространстве);

обеспечение требуемого качества распыления (по размеру капель, однородности);

надежность работы распылителя;

минимальные энергозатраты;

обеспечение максимально возможной производительности единичного распылителя;

конструктивная простота и низкая стоимость распылителя;

Рис. 6.3. Виды распылителей.

а — механическая форсунка; б — пневматическая форсунка (1 — подача раствора; 2 — подача распыливающего агента; 3 — вставка); в — диск (1 — подача раствора; 2 — дюза).

простота обслуживания распылителя;

возможность плавной регулировки производительности без существенного изменения дисперсности.

Наибольшее распространение в качестве распыливающих устройств имеют механические и пневматические форсунки и быстро вращающиеся диски (рис. 6.3, в).

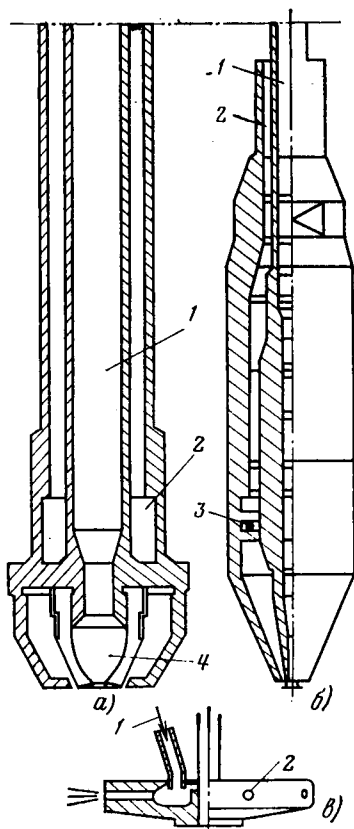
Рассмотрим характеристики распыла $\delta_{ср}$ и $R_{ф}$. Для определения среднего диаметра капель широкое распространение получили формулы:

а) Фридмана — Маршалла — при дисковом распылении;

б) А. Г. Блоха и Е. С. Кичинской — при распылении центробежными механическими форсунками;

в) Никуямы и Танасавы — при пневматическом распылении материалов [17].

Формулы соответственно приведем ниже:



$$а) \delta_{3,2} = 6,9 \cdot 10^6 \frac{G^{0,2} \nu_{ж}^{0,2} \sigma^{0,1}}{n^{0,6} \rho_{ж}^{0,3} D_d^{0,2} x^{0,1}}; \quad (6.2)$$

$$б) \delta_{3,2} = 47,8 D_0 A^{-0,6} \left(\frac{\rho_{ж} \sigma D_0}{\eta_{ж}} \right)^{0,1} \left(\frac{\nu_{ж}}{V_{о.ж} D_0} \right)^{0,7}; \quad (6.3)$$

$$в) \delta_{3,2} = \frac{580 \cdot 10^4}{V_{о.ж}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_{ж}}} + 1680 \left(\frac{\eta_{ж}}{V_{\sigma \rho_{ж}}} \right)^{0,45} \left(\frac{1000 V_{ж}}{V_{в}} \right)^{1,5}, \quad (6.4)$$

где G — производительность, кг/ч; n — частота вращения, об/мин; D_d — диаметр диска, м; D_0 — диаметр сопла, мм; x — смоченный периметр диска, м; $V_{о.ж}$ — относительная скорость жидкости в воздухе; $V_{ж}$, $V_{в}$ — объемные расходы жидкости и воздуха через форсунку, м³/с; σ — поверхностное натяжение, кг/м; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, кг/м³; A — геометрическая характеристика форсунки.

При большой производительности (до 20—40 т/ч) наиболее перспективным является центробежно-дисковое распыление.

Важной характеристикой распылителя, определяющей размеры сушильной камеры, является радиус факела распыла, за который принимают радиус такой окружности, внутри которой о-седаёт 96—98% всего распыленного раствора [44]. Для его расчета можно рекомендовать соотношение, полученное А. А. Долинским,

$$R_{\Phi} = 0,33 \delta_{3,2} \frac{\rho_p}{\rho_r} Re^{0,33} Gu^{0,4} Ko^{-0,2}, \quad (6.5)$$

где $\delta_{3,2}$ — средний объемно-поверхностный диаметр капель, м; Re , Gu , Ko — критерии Рейнольдса, Гухмана и Коссовича.

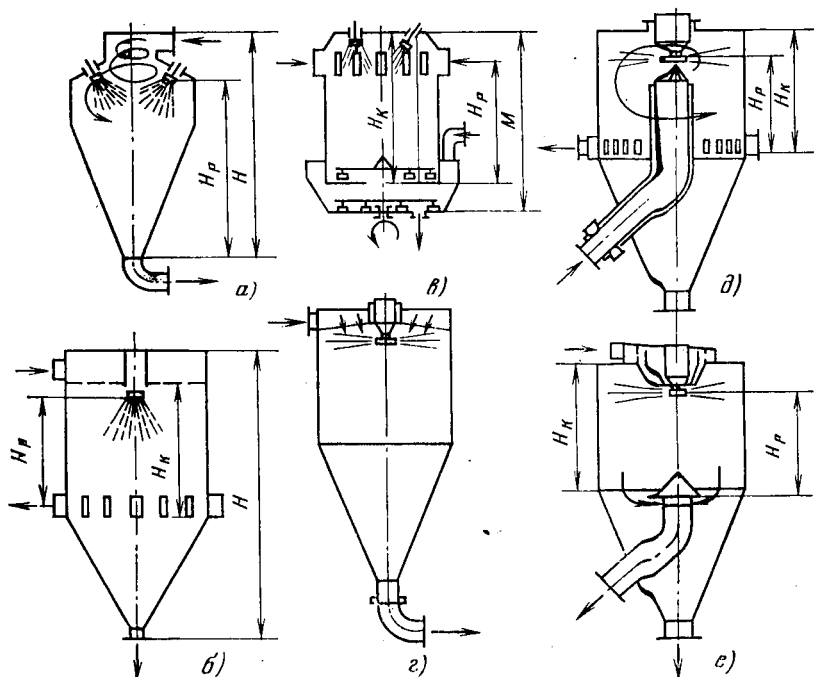


Рис. 6.4. Примеры схем сушильных камер.

а — прямоточная форсуночная камера с центральным закрученным подводом сушильного агента; *б* — форсуночная камера с равномерным распределением сушильного агента; *в* — форсуночная камера с плоским дном; *г* — камера с дисковым распылом и совмещенным выводом сушильного агента и материала; *д* — камера с дисковым распылом и верхним газоподводом.

Разработанная НИИхиммаш и заложенная в ГОСТ 18906-73 «Сушилки распылительные. Типы, параметры и основные размеры» классификация распылительных сушилок включает три признака:

способ распыления материала — форсуночный с механическим или пневматическим методом распыла, дисковый с центробежно-дисковым распылом;

Таблица 6.2. Типоразмеры распылительных сушилок

А. Сушилки с распылом центробежными механизмами

Типоразмер	Обозначение типоразмера	Диаметр сушильной камеры D_k , м	Высота цилиндрической камеры H , м	Объем цилиндрической камеры V , м ³	Производительность по испаренной влаге W , кг/ч, не более	Частота вращения, об/мин
1	СРЦЛ-12/0,9 ВК	1,2	0,85	0,9	10	36 000
2	СРЦ-2,5/9 НК	2,5	1,8	9	50	18 000
	СРЦ-2,5/9 ВК	2,5	1,8	9	50	18 000
	СРЦ-2,2/12 ВП	2,5	2,5	12	75	18 000
3	СРЦ-3,2/18 НК	3,2	2,2	18	75	18 000
	СРЦ-3,2/18 ВК	3,2	2,2	18	100	18 000
	СРЦ-3,2/25 ВП	3,2	3,2	25	200	18 000
4	СРЦ-4/35 НК	4,0	2,8	35	200	12 000
	СРЦ-4/75 ВК	4,0	2,8	35	300	12 000
	СРЦ-4/50 ВК	4,0	4,0	50	1000	12 000
5	СРЦ-5/70 НК	5,0	3,5	70	400	10 000
	СРЦ-5/98 ВК	5,0	5,0	98	2000	10 000
	СРЦ-5/98 ВП	5,0	5,0	98	2500	10 000
6	СРЦ-6,5/150 НК	6,5	4,5	150	1000	10 000
	СРЦ-6,5/150 ВП	6,5	4,5	150	2000	10 000
	СРЦ-6,5/215 ВП	6,5	6,5	215	2500	10 000
7	СРЦ-8/275 НК	8	5,6	275	3000	8000
	СРЦ-8/275 ВК	8	5,6	275	3500	8000
	СРЦ-8/400 ВК	8	8	400	4000	8000
8	СРЦ-10/550 НК	10	7	550	7000	8000
	СРЦ-10/550 ВК	10	7	550	7500	8000
	СРЦ-10/785 ВП	10	10	785	10 000	8000
9	СРЦ-12,5/1100 НК	12,5	9	1100	10 000	8000
	СРЦ-12,5/1100 ВК	12,5	9	1100	18 000	8000
	СРЦ-12,5/1500 ВП	12,5	12,0	1500	17 000	8000

Б. Сушилки с распылом форсунками

Типоразмер	Обозначение типоразмера	Диаметр сушильной камеры D_k , м	Высота цилиндрической камеры H , м	Отношение H/D_k	Объем цилиндрической камеры V , м ³
1	СРФ-1,0/1,6 ВК	1,0	2,0	2	1,6
2	СРФ-1,8/9 ВК	1,8	3,6	2	9,0
3	СРФ-2,5/22 ВП	2,5	5,0	2	29,0

Типо-размер	Обозначение типоразмера	Диаметр сушильной камеры D_K , м	Высота цилиндрической камеры H , м	Отношение H/D_K	Объем цилиндрической камеры V , м ³
4	СРФ-3,2/40 ВК	3,2	5,0	1,5	40
	СРФ-3,2/52 ВК	3,2	6,5	2	52
	СБФ-4/75 ВК	4,0	6,0	1,5	75
	СРФ-4/75 ВП	4,0	6,0	1,5	75
5	СРФ-4/100 ВК	4,0	8,0	2	100
	СРФ-4/100 ВП	4,0	8,0	2	100
	СРФ-4/100 ПТ	4,0	8,0	2	100
	СРФ-5/150 ВК	5,0	7,5	1,5	150
	СРФ-5/150 ВП	5,0	7,5	1,5	150
6	СРФ-5/196 ВК	5,0	10,0	2	196
	СРФ-5/196 ВП	5,0	10,0	2	196
	СРФ-5/196 ПТ	5,0	10,0	2	196
	СРФ-6,5/330 ВК	6,5	10,0	1,5	330
	СРФ-6,5/330 ВП	6,5	10,0	1,5	330
7	СРФ-6,5/400 ВК	6,5	13,0	2	400
	СРФ-6,5/400 ВП	6,5	13,0	2	400
	СРФ-6,5/400 ПТК	6,5	13,0	2	400

Примечание. Производительность по испаренной влаге W для сушилок типоразмеров 1, 2—20 кг/ч, для сушилок типоразмера 3—400 кг/ч.

место ввода сушильного агента — нижний подвод, верхний подвод;

конструкция нижней части сушильной камеры — коническое днище, плоское днище.

На рис. 6.4 приведены некоторые схемы камер распылительных сушилок, а в табл. 6.2 — типоразмеры сушильных камер, выпускаемых заводами химического машиностроения.

По данным НИИхиммаш прямоточные цилиндрические сушильные камеры с коническим днищем при верхнем расположении распыливающего центробежного механизма имеют наилучшие эксплуатационные показатели и наиболее технологичны в производстве.

Существенное влияние на работоспособность распылительной сушилки оказывает система ввода в камеру сушильного агента. В сушилках с центробежными распылителями применяются два варианта ввода сушильного агента: нижний — под факел распыла и верхний — над факелом распыла.

Типовая конструкция сушильной камеры с нижним газоподводом, представляющим собой коническую жалюзийную головку с профилированными регулирующими лопастями (рис. 6.5,б), показана на рис. 6.5,а.

Изменением положения лопастей изменяют соотношение между осевой, радиальной и тангенциальной составляющими скорости сушильного агента и тем самым управляют формой и положением

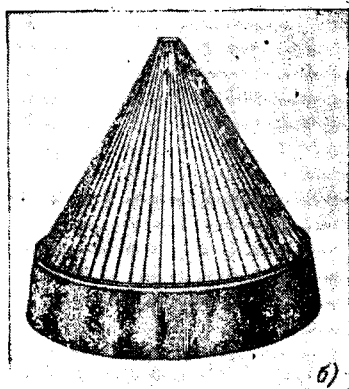
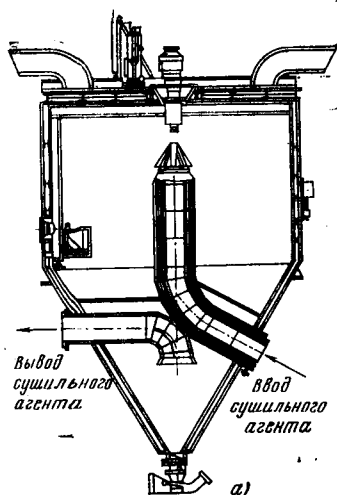


Рис. 6.5. Сушильная камера типа СРЦНК.
а — сушильная камера; б — жалюзийная головка.

факела распыла материала. Несмотря на простоту такого газоподвода и его широкое распространение, разрабатываются конструкции газоподводов над факелом распыла, благодаря чему устраняется опасность забивания распределительной головки продуктом, улучшается гидравлический режим в камере, а также появляется возможность увеличения единичной мощности сушильного агрегата. Кроме того, снимаются ограничения в использовании сушильного агента с максимальной температурой, увеличиваются возможности регулирования формы факела распыла. Особенностью конструкций верхнего газоподвода (шесть схем которого приведены на рис. 6.6) является разделение потока сушильного агента на две части, одной

Таблица 6.3. Техничко-эксплуатационные показатели сушилки при различных конструкциях газоподводов

Показатель	Сушилка с нерегулируемым газоподводом (до модернизации)	Сушилка с регулируемым газоподводом (после модернизации)
Производительность по пудле, кг/ч	8000	10 000
Начальная температура теплоносителя, °С	550	550
Потеря давления в газоподводе, Па	1200	500
Простой на чистку сушилки, процент рабочего времени аппарата	14	5

из которых сообщаются осевая, радиальная и тангенциальная составляющие скорости, а вторая подается спутно относительно струи факела распыла.

В некоторых конструкциях сушилок НИИхиммаш применен газоподвод с центральной верхней подачей сушильного агента, имею-

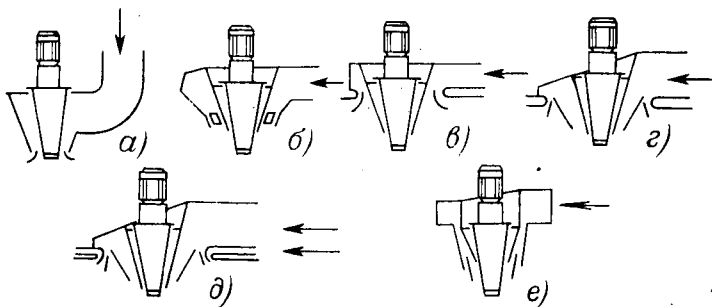


Рис. 6.6. Варианты газоподводящих устройств.

щий регулирующий кольцевой клапан (рис. 6.6,б). Как видно, из данных промышленных испытаний, опубликованных Э. Л. Ламмом, преимущества последней конструкции подвода газа перед применявшимися ранее очевидны (табл. 6.3).

6.5. РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

По данным [18] при расчете распылительных сушилок следует учитывать четыре группы факторов, оказывающих существенное влияние на конструкцию и габариты камеры:

- факторы, определяющие интенсивность внешнего тепло- и массообмена между сушильным агентом и диспергированным материалом;

- факторы, определяющие скорости и траектории движения капель и сушильного агента в камере;

- факторы, определяющие интенсивность тепло- и массообмена внутри капли;

- факторы, определяющие непрерывность работы сушильной установки, и в первую очередь условия, влияющие на величину отложения высушиваемого материала на стенках камеры.

Интенсивность внешнего тепло- и массообмена зависит от размера и полидисперсности капель, скорости их относительного движения, теплофизических свойств сушильного агента, характера его перемещения в камере.

Баллистика капель и аэродинамика в камере зависят от изменения массы капли, диаметра и коэффициента со-

противления каплей, формы камеры, газоподводящих и распылительных устройств, а также изменения свойств сушильного агента. Механизм и скорость протекания процессов переноса внутри капли зависят не только от концентрации раствора на поверхности и температуры равновесного испарения, но и от формы связи влаги с материалом и термовлагопроводности образующейся сухой корки.

На динамику образования отложений оказывают влияние адгезионные свойства материала, состояние поверхности стенки камеры, скорость и направление движения капель и частиц у стенки камеры и другие факторы [18, 44].

Расчеты промышленных установок выполняют обычно в два этапа — на стадии проектирования и на стадии аппаратного конструирования. На стадии проектирования необходимо установить расходы энергии, сушильного агента, диаметр и высоту сушильной камеры. Упрощенные инженерные методики базируются на эмпирических соотношениях для определения среднего размера диспергируемых капель, радиуса факела распыла и удельной производительности рабочего объема по испаренной влаге A , кг/(м³·с), или объемного коэффициента теплоотдачи α_v , Вт/(м³·К).

На стадии аппаратного конструирования при разработке новых высокоэффективных сушильных установок необходима подробная информация о движении капель и сушильного агента в камере и о влиянии отдельных теплотехнических и конструктивных факторов на процесс сушки и габариты установки. В этом случае необходимо пользоваться сложными расчетно-аналитическими методиками, основанными на двух физических моделях: движении одиночных капель по баллистическим траекториям и струйном течении капельно-газовой системы.

Рассматриваемая ниже методика расчета сушильной камеры с центробежно-дисковым распылом соответствует стадии проектирования и основана на материалах ГОСТ 18906-73 и ПГ 604-315-78.

В качестве исходных данных для расчета установки должны быть заданы: производительность по готовому материалу G_2 , характеристика сушиного материала (вид, начальное и конечное влагосодержания ω_1 и ω_2 , теплофизические и реологические характеристики c_2 , ρ_1 ,

v_1, σ), характеристика сушильного агента (вид, начальная и конечная температуры t_1 и t_2 , теплофизические и реологические характеристики c_r, ρ_r, v_r), а также температура t_0 и влагосодержание d_0 окружающей среды.

Расчет распылительной сушилки состоит из двух частей:

1) расчет статике сушки, на основании которого аналитически устанавливают расходы сушильного агента и теплоты;

2) расчет габаритов сушильной камеры, для которого используют эмпирические данные по интенсивности тепло- и массообмена в камере, размерам капель и радиусу факела распыла.

Расчет статике сушки

В первую очередь определяют количество влаги, испаряемой в процессе сушки:

$$W = G_2 \frac{w_1 - w_2}{100 + w_2}. \quad (6.6)$$

Из [43] известно, что количество сушильного агента L зависит от удельного его расхода на 1 кг испаренной влаги l и количества испаренной влаги:

$$L = lW. \quad (6.7)$$

Для расчета удельного расхода сушильного агента необходимо знать его конечное влагосодержание d_2 , тогда

$$l = 1000 / (d_2 - d_0). \quad (6.8)$$

Конечное влагосодержание d_2 при известных начальной и конечной температурах сушильного агента зависит от схемы его движения и величины потерянной или дополнительно сообщенной теплоты на 1 кг испаренной влаги Δ [44].

Наиболее распространенными схемами движения сушильного агента в промышленных сушильных установках являются схема с однократным его использованием и схема с рециркуляцией.

Для этих случаев

$$d_2 = \frac{1000 \left(c_{\text{сух.в}} + c_{\text{п}} \frac{d_0}{1000} \right) (k_p + 1) (t_1 - t_2)}{(t_2 + \Delta) m_d} + d_0, \quad (6.9)$$

где $i_2 = 2493 + c_{п}t_2$; $c_{п}$ — теплоемкость пара, Дж/(кг·К); t_2 — конечная температура сушильного агента; k_p — коэффициент рециркуляции; m_d — вспомогательный коэффициент, рассчитываемый по номограмме (рис. 6.7), при этом следует помнить, что величина k_p в заданных условиях имеет предельное значение $k_{пр}$:

$$k_{пр} \leq \frac{r_0 + c_{п}t_2 - \Delta}{c_{п}(t_1 - t_2)}. \quad (6.10)$$

При расчете искомых величин определяют предварительно m_d по номограмме (рис. 6.7). Для этого из точки a' , соответствующей разности $t_1^{ср} - t_2^{ср}$ или $t_1 - t_2$, проводят линию до точки $b''b'$, соответствующей $\Sigma q_{п}$ (точка b'), и далее — вертикаль до горизонтали с наклонной линией, соответствующей числу промежуточных перегревов n (точка b''). Полученное значение сносят из первого в третий квадрант (точка $b' \rightarrow$ точка $z' \rightarrow$ точка

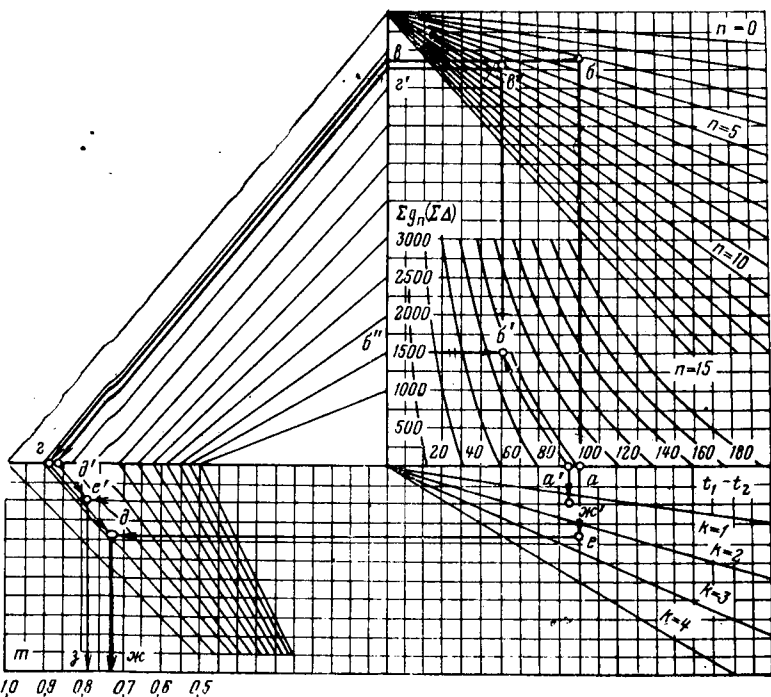


Рис. 6.7. Номограмма для определения вспомогательных величин m_t и m_d .

ка d') и далее на ось m , если коэффициент рециркуляции равен нулю. При наличии рециркуляции из точки a' опускают вертикаль до пересечения с наклонной линией, соответствующей значению k_p (точка $ж'$).

Проводя из точки d' и точки $ж'$ линии, как показано на номограмме, получают точку e' , которая в проекции на ось m (точка $з$) определит искомое значение m_d . В случае теоретической сушилки ($\Delta=0$) вместо m_d рассчитывают величину m_T .

Ключ для расчета m_T по номограмме рис. 6.7 можно представить в следующем виде:

$$\begin{array}{ccccccc} a & \rightarrow & b & \rightarrow & \beta & \rightarrow & z \rightarrow d \rightarrow ж \\ & & & & & & a \rightarrow e \nearrow \end{array}$$

В сушильной камере [44] подводимая теплота расходуется на испарение влаги и перегрев паров до температуры уходящего сушильного агента, на нагрев высушиваемого материала от ϑ_1 до ϑ_2 и на потери теплоты в окружающую среду. В этом случае

$$\Delta = c_B \vartheta_1 - q_M - q_5. \quad (6.11)$$

Удельный расход теплоты на нагрев высушиваемого материала

$$q_M = \frac{G_2 c_2 (\vartheta_2 - \vartheta_1)}{W}. \quad (6.12)$$

Удельными потерями теплоты в окружающую среду предварительно задаются ($q_5 = 120 - 250$ кДж/кг испаренной влаги), а после оценки габаритов сушильной камеры и выбора изоляции проверяют принятую величину:

$$q_5 = \frac{k F_6 \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_0 \right)}{W}, \quad (6.13)$$

где F_6 — поверхность сушильной камеры, m^2 ; k — коэффициент теплопередачи через ограждающую поверхность, Вт/($m^2 \cdot K$).

В случае существенного (более 10%) расхождения в значениях q_5 выбранного и рассчитанного выбор и расчет повторяют.

Расход теплоты определяют по формуле

$$Q = q W, \quad (6.14)$$

С учетом сказанного выше удельный расход теплоты на 1 кг испаренной влаги можно определить:

$$q = (i_2 + \Delta) \left[1 + \frac{(t_2 - t_0) m_d}{(t_1 - t_2) (k_p + 1)} \right]. \quad (6.15)$$

Таким образом, в результате расчета статистики сушки можно определить расходы сушильного агента и теплоты в сушильной камере.

Приближенный расчет габаритов сушильной камеры

На этой стадии расчета существенное значение имеет выбираемый тип распыливающего устройства и сушильной камеры.

А. Сушильная камера с центробежно-дисковым распылом. Определение рабочего объема, а затем соотношения диаметра камеры D и ее высоты H производят на основе экспериментальных данных для производительности 1 м³ рабочего объема камеры по испаренной влаге A , полученных НИИхиммаш и представленных на рис. 6.8. Заштрихованная область значений A , как указано в ПГ 604-315-78, соответствует номинальным режимам работы сушилок.

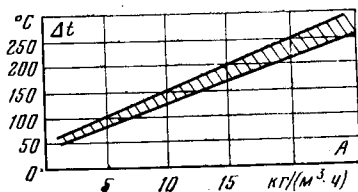


Рис. 6.8. Номограмма к определению рабочего объема камеры.

В расчете разности температур

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_m \quad (6.16)$$

можно определить температуру мокрого термометра по эмпирическому соотношению [17]

$$t_m = 102 \left(\frac{622d_2}{622 + d_2} + 0,5t_2 \right)^{1/8} - 135,5. \quad (6.17)$$

По известным общему количеству испаряемой влаги и производительности 1 м³ рабочего объема по испаренной влаге определяют объем сушильной камеры:

$$V = W/A. \quad (6.18)$$

По полученному объему и табл. 6.2 определяют типоразмер сушильной камеры, ее диаметр и, путем неслож-

ного расчета, высоту. Однако при одном и том же рабочем объеме выбор диаметра камеры зависит от условий работы распылителя. Ограничивающим фактором является условие

$$D \leq (2,2 \div 2,5) R_{\Phi}, \quad (6.19)$$

т. е. факел распыла с радиусом R_{Φ} не должен достигать стенок сушильной камеры. Для расчета радиуса факела распыла по (6.5) необходимо предварительно определить средний диаметр капель.

Средний объемно-поверхностный диаметр капель при диспергировании центробежными дисковыми распылителями может быть определен по известной формуле Фридмана—Маршалла, которая после уточнения НИИхиммаш имеет вид:

$$\delta_{3,2} = 13,45 \cdot 10^5 \left(\frac{Gv}{D_{\text{диск}}} \right)^{0,2} \left(\frac{\sigma}{X} \right)^{0,1} \left(\frac{1}{n} \right)^{0,6} \left(\frac{1}{\rho_p} \right)^{0,3}. \quad (6.20)$$

Для определения $\delta_{3,2}$ можно использовать номограмму, приведенную в [17], при этом формулу (6.20) преобразуют к следующему виду:

$$\delta_{3,2} = \frac{C \left(\frac{Gv \cdot 10^6}{D_{\text{диск}}} \right)^{0,2} k_{\sigma}}{k_n k_p}, \quad (6.21)$$

где $k_{\sigma} = \left(\frac{\sigma \cdot 10^3}{Xx} \right)^{0,1}$; $k_n = n^{0,6}$; $k_p = \rho_p^{0,3}$; $C = 13,45 \cdot 10^5 \times \times (10^{-6})^{0,2} \cdot (10^{-3})^{0,1} = 42\,500$ при $\delta_{3,2}$ в мк; $C = 42,5$ при $\delta_{3,2}$ в мм.

С помощью номограммы определяют вначале коэффициенты k_{σ} ($a \rightarrow b \rightarrow v \rightarrow z$), k_n ($\Gamma \rightarrow D \rightarrow E$), k_p ($A \rightarrow B \rightarrow \rightarrow B$), затем $\delta_{3,2}$ ($ж \rightarrow з \rightarrow u \rightarrow k \rightarrow л \rightarrow M \rightarrow H \rightarrow П \rightarrow P$). Примеры (ключи) определения величин приведены на номограмме, изображенной на рис. 6.9.

Соотношение для расчета радиуса факела распыла выглядит следующим образом:

$$R_{\Phi} = \left(\frac{u_0 \delta_{3,2}}{v\tau} \right)^{0,35} \rho_{\Gamma} k_{Ko} / k_{Gu} A_1 \rho_p, \quad (6.22)$$

где

$$k_{Gu} = \frac{1}{Gu^{-0,4}}; \quad k_{Ko} = Ko^{-0,2} = \left[\frac{(273 + t_{cp}) c_0}{\Delta ur} \right]^{-0,2};$$

$$A_1 = 3,0.$$

По номограмме на рис. 6.10 можно определить сначала коэффициенты k_{Gu} и k_{Ko} , а потом R_{Φ} . Обозначения и размерности всех величин для расчета по номограммам на рис. 6.10 и 6.11 взяты из [44].

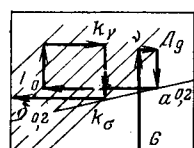
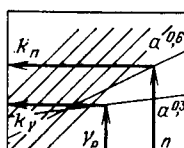
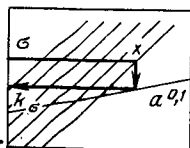
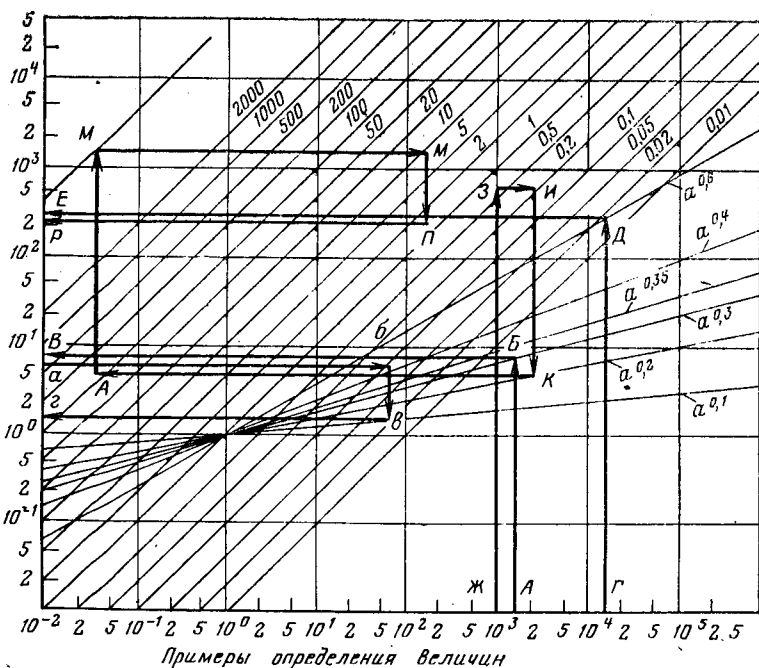


Рис. 6.9. Номограмма для определения среднего объемно-поверхностного диаметра капель при дисковом распыле.

Вариацией частоты оборотов диска и его конструкцией, а также в некоторых случаях поверхностным натяжением σ (путем предварительного подогрева раствора) обеспечивают необходимое условие (6.19).

В дисковых распылительных камерах, в которых факел распыла расположен в горизонтальной плоскости,

обычно отношение высоты к диаметру камеры составляет:

$$H_K/D_K=0,8+1,0. \quad (6.23)$$

Расстояние от верхнего перекрытия камеры до уровня диска обычно составляет 1,0—1,5 м.

Б. Сушильная камера с форсуночным распылом. Приближенный расчет габаритов такой камеры проводят аналогично рассмотренному выше для камер с центробежно-дисковым распылом. По Δt на рис. 6.11 определяют A , затем по известному количеству испаренной

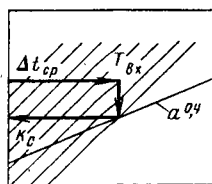
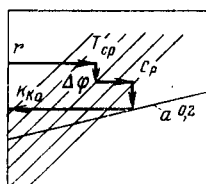
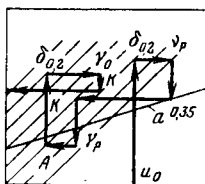
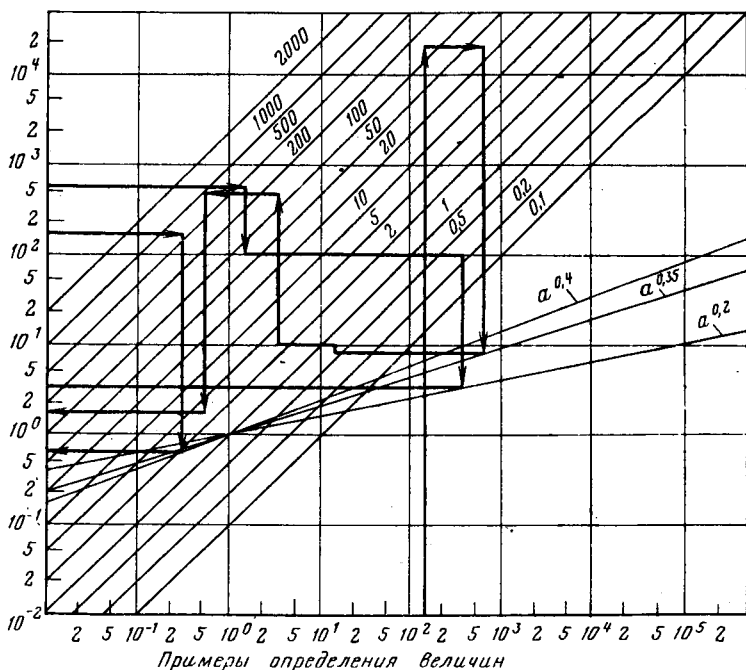


Рис. 6.10. Номограмма для расчета радиуса факела распыла при дисковом распыле.

влаги W находят объем камеры. По объему камеры в табл. 6.2 выбирают типоразмер и диаметр сушильной камеры.

Более точно размеры сушильной камеры при форсуночном распыле можно получить по методике М. В. Лыкова [44], в основу которой положены эмпирическое соотношение для объемного коэффициента теплоотдачи α_V и формула (6.1) для температурного напора с учетом линейного изменения температуры частицы после достижения ею гигроскопического влагосодержания.

Согласно этой методике объем сушильной камеры находят по формуле

$$V_K = Q_1 / \alpha_V \Delta t_{cp}, \quad (6.24)$$

где Q_1 — теплота, отдаваемая сушильным агентом сушимому материалу, кВт; α_V — объемный коэффициент теплоотдачи, кВт/(м³·К); Δt_{cp} — температурный напор между сушильным агентом и материалом, К.

Теплота, передаваемая сушимому материалу, расходуется на испарение влаги и нагрев частиц и может быть подсчитана как

$$Q = W(2493 + 1,97t_2 - 4,19\theta_1) + c_2 G_2 (\theta_2 - \theta_1). \quad (6.25)$$

Для форсуночных камер α_V может быть рассчитан по формуле М. В. Лыкова:

$$\alpha_V = 1,84 \cdot 10^3 \frac{\lambda_r G_2}{[p_2 F_K (\delta'_{3,2})^{1,6} (u_B \pm u_r)^{0,8}]}, \quad (6.26)$$

где λ_r — теплопроводность сушильного агента при средней его температуре в камере, Вт/(м·К); F_K — площадь поперечного сечения камеры, м²; u_B и u_r — скорость вращения частиц и скорость сушильного агента в камере, м/с; $\delta'_{3,2}$ — средний объемно-поверхностный диаметр высушенных частиц, м.

Формула (6.26) получена в результате обобщения экспериментальных данных в диапазоне: $G_2 = 10 \div 900$ кг/ч, $\delta'_{3,2} = (46 \div 168) \cdot 10^{-6}$ м, $u_r = 0,2 \div 0,35$ м/с, $u_B = 0,06 \div 0,25$ м/с, $t_1 = 117 \div 600^\circ\text{C}$, $V_K = 9,45 \div 217$ м³.

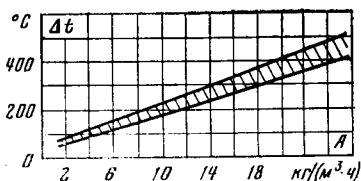


Рис. 6.11. Номограмма для расчета камеры с форсуночным распылом.

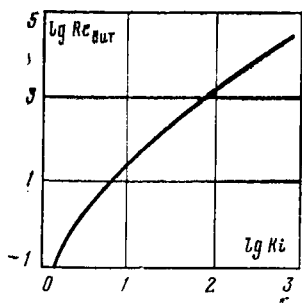


Рис. 6.12. Зависимость $\lg Re_{вит} = f(\lg Ki)$.

В расчетах по (6.26) необходимо предварительно задаваться величиной F_k с последующей ее проверкой по полученным габаритам камеры, добиваясь методом последовательных приближений равенства предварительно принятой и рассчитанной F_k . Следует помнить, что с величиной F_k связана и скорость сушильного агента (газа) u_r :

$$u_r = L / 3600 \rho_r F_k. \quad (6.27)$$

Для определения скорости витания шарообразных частиц можно рекомендовать метод ЦКТИ, в котором уравнение равновесия подъемной силы и силы тяжести для установившегося движения ($du_r/dt=0$) представлено в виде критериальной зависимости (критерий Кирпичева):

$$Ki = \delta_{3,2} \sqrt[3]{\frac{4g(\rho_1 - \rho_r)}{3\nu_{r\rho_r}}}, \quad (6.28)$$

где $\delta_{3,2}$ — средний объемно-поверхностный диаметр капли, м.

На графике рис. 6.12 находят соответствующее значение $Re_{вит}$, по которому вычисляют скорость витания частиц:

$$u_v = Re_{вит} \nu_r / \delta_{3,2}. \quad (6.29)$$

Для области значений $Re_{вит} < 1$ скорость витания можно определить по уравнению Стокса:

$$u_v = \frac{1}{18} \frac{\delta_{3,2}^2 (\rho_1 - \rho_r)}{\nu_r \rho_r}. \quad (6.30)$$

Температурный напор между сушильным агентом и материалом должен определяться с учетом изменения их температур в процессе сушки. Как было показано выше, для этого может быть использована термограмма на рис. 6.2б, тогда

$$\Delta t_{ср} = \Delta t_1 (1-x) + \Delta t_2 x. \quad (6.31)$$

Температурный напор Δt_1 в первом периоде определяют как среднелогарифмический:

$$\Delta t_1 = \frac{t_1 - t'_2}{\ln \frac{t_1 - t_M}{t'_1 - t_M}}, \quad (6.32)$$

где t'_2 — температура сушильного агента, соответствующая окончанию первого периода.

Для нахождения температуры t'_2 необходимо определить влагосодержание сушильного агента d'_2 , соответствующее окончанию первого периода сушки:

$$d'_2 = \frac{(d_2 - d_0)(w_1 - w_r)(100 + w_2)}{(w_1 - w_2)(100 + w_r)} + d_0. \quad (6.33)$$

Расчет d_2 с учетом схемы организации движения сушильного агента и Δ проводят по (6.9).

С учетом (6.33) и (6.9)

$$\Delta t'_2 = t_1 - (t_1 - t_2) \frac{d'_1 - d_0}{d_2 - d_0}. \quad (6.34)$$

Температурный напор для второго периода

$$\Delta t_2 = \frac{(t'_2 - t_M) - (t_2 - \theta_2)}{\ln \frac{t'_2 - t_M}{t_2 - \theta_2}}. \quad (6.35)$$

Среднюю разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$ между сушильным агентом и частицей в течение всего процесса сушки можно определить, если известно соотношение длительности сушки X в первом и втором периодах сушки. В периоде падающей скорости можно принять, что скорость сушки убывает пропорционально уменьшению влагосодержания. Тогда отношение длительности сушки во втором периоде к общей длительности сушки может быть приближенно оценено так:

$$X = \frac{1}{1 + \frac{(t'_2 + t_2)(w_1 - w_2)}{(t_1 + t'_2)(w_r - w_p) \ln \frac{w_r - w_p}{w_1 - w_p}}}. \quad (6.36)$$

Таким способом по (6.24) может быть определен объем сушильной камеры.

Для сушильных камер с форсуночным распылом отношение высоты сушильной камеры к ее диаметру составляет:

$$H_K/D_K = 1,5 \div 2,5. \quad (6.37)$$

При известном объеме камеры это соотношение позволяет определить ее диаметр и высоту.

В заключение заметим, что сушильные камеры с дисковым распылом могут в принципе быть рассчитаны по приведенной методике М. В. Лыкова. Однако в этом случае для расчета α_V необходимо взять соотношение, полученное А. А. Долинским:

$$\alpha_V = 160 \frac{\mu \lambda_r G_r}{\rho_p F_k \delta_{3,2}^{1,8}} \left(\frac{\rho_p - \rho_r}{\rho_r} \right)^{0,2}. \quad (6.38)$$

Для расчета α_V по (6.38) используется номограмма, приведенная на рис. 6.13. Выбирая на оси ординат точ-

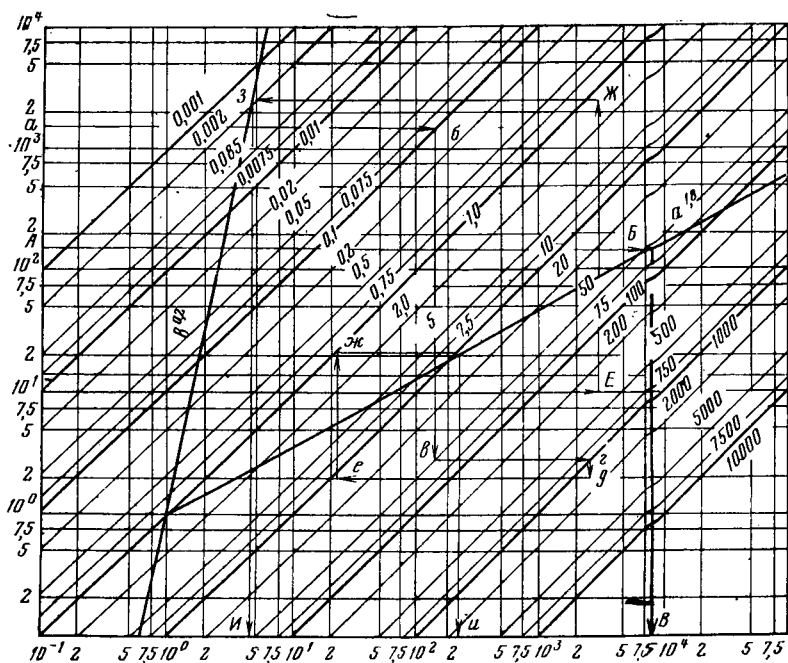


Рис. 6.13. Номограмма для определения α_v при дисковом распыле.

ку A , соответствующую найденному значению $\delta_{3,2}$, находят значение k_v ($A \rightarrow B \rightarrow B$). При определении значения k_p (точка $И$) от точки $Г$ (соответствует значению g) переходят согласно ключу номограммы к точке $И$ ($Г \rightarrow E \rightarrow Ж \rightarrow З \rightarrow И$), причем точка $Б$ соответствует пересечению горизонтали с наклонной прямой, соответствующей значению $\rho_p - \rho_r$.

Определение α_V включает переход от точки a к точке u по следующему пути $a \rightarrow b \rightarrow v \rightarrow g \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow ж \rightarrow z \rightarrow u$, или $1600 \rightarrow 10\mu \rightarrow F_K \rightarrow G \rightarrow p_p \rightarrow k_p \rightarrow 10\lambda \rightarrow 10^{-3}k_\delta \rightarrow \alpha_V$.

Определяя последовательно коэффициенты k_p и k_r по номограмме, можно рассчитать α_V .

6.6. НЕКОТОРЫЕ СПОСОБЫ СУШКИ ЖИДКИХ И ПАСТООБРАЗНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Сушка жидкотекучих и пастообразных материалов при малой производительности по испаренной влаге проводится также в одно- и двухвальцовых сушилках. Это установки (рис. 6.14) непрерывного действия, основным рабочим элементом которых являются вращающиеся полые вальцы 3, обогреваемые водяным паром, поступающим через цапфы 1. Путем окунания части поверхности основного вальца и с помощью раскатывающего вальца 4 в ванну с исходным материалом последний наносится тонким слоем (0,1—1,0 мм) на горячую поверхность. Частоту вращения основного вальца выбирают так, чтобы за один оборот материал на его поверхности высох и был снят с помощью скребка или ножа 5. Испаренная влага отводится

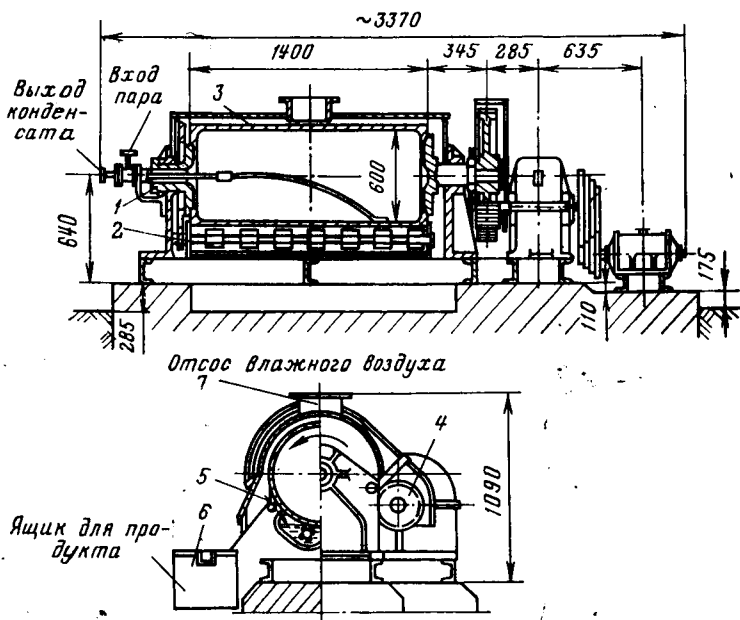


Рис. 6.14. Сушилка одновальцовая атмосферная (общий вид).

1 — цапфа; 2 — мешалка; 3 — полые вальцы; 4 — раскатывающие вальцы; 5 — скребок; 6 — ящик со шнеком; 7 — вытяжной штуцер.

через вытяжной штуцер 7, а высушенный материал — шнеком из ящика 6.

Двухвальцовая атмосферная сушилка принципиально не отличается от одновальцовой и состоит из двух полых вращающихся валцов, калибрующих толщину намазываемого исходного материала, скребкового и разгрузочного устройства, вытяжного зонта и привода установок.

При обезвоживании термолабильных материалов могут быть использованы вакуум-распылительные сушилки, разработанные и исследованные Э. К. Тыныбековым и Т. Д. Салимовым [66].

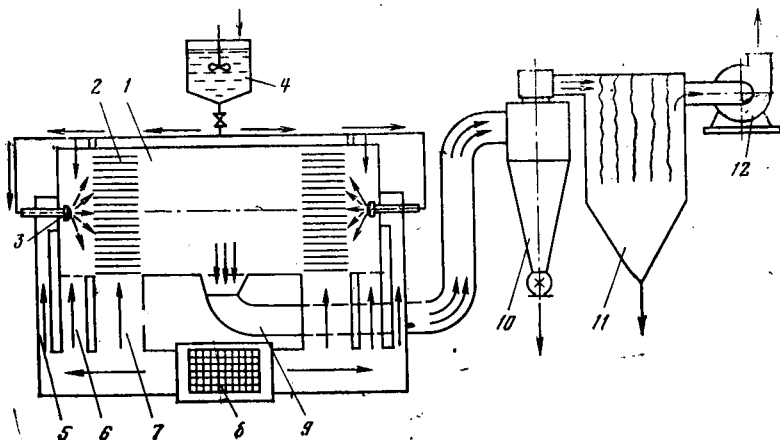


Рис. 6.15. Схема вихревой распылительной сушилки.

1 — камера; 2 — перфорация, выполненная на камере; 3 — форсунки; 4 — емкость с раствором; 5, 6, 7 — центральный, основной и перфорационный трубопроводы; 8 — калорифер; 9 — отводной трубопровод; 10 — циклон; 11 — рукав; 12 — вентилятор.

Совместное использование вакуума и распыления продукта резко увеличивает влагосъем на 1 м^3 камеры испарения по сравнению с обычными атмосферными распылительными сушилками. Так, при значении температуры газовой среды по всей высоте аппарата, равной 27°C , снижение давления в аппарате от атмосферного до 1000 Н/м^2 увеличивает в 15 раз влагосъем на весь объем камеры испарения.

В Институте тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова АН БССР разработан высокоинтенсивный способ сушки жидкотекучих материалов во встречных струях, принципиальная схема сушилки для реализации которого приведена на рис. 6.15.

Тангенциальный ввод сушильного агента сверху вниз и соосное горизонтальное расположение навстречу друг другу форсунок позволяют получать быстрое равномерное смешение сушильного агента с распыленным материалом и повышенную относительную скорость движения фаз; создаются благоприятные условия для интенсивного тепло- и массообмена, в 5—10 раз большего по сравнению с другими распылительными сушилками за счет локальных вихреобразования и сепарации капель по фракциям под действием центробежной силы.

Глава седьмая

РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

7.1. РАСЧЕТ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ *

Процесс ректификации применяется для разделения жидких смесей на практически чистые компоненты или фракции, имеющие различные температуры кипения при одинаковом давлении. Физическая сущность процесса ректификации может быть представлена как двусторонний массо- и теплообмен между противоточно движущимися неравновесными фазами пара и жидкости при высокой турбулизации контактирующих потоков, когда с каждым соприкосновением жидкости и пара частично конденсируются пары, а жидкость за счет теплоты конденсации паров частично испаряется. Таким образом, пары при движении вверх обогащаются низкокипящими, а жидкость, опускаясь вниз — высококипящими компонентами. Благодаря многократному контакту фаз можно получить практически чистые пары низкокипящих компонентов и жидкость из высококипящих компонентов.

Процесс разделения компонентов проводится в ректификационной колонне, назначение которой заключается в развитии поверхности контакта фаз и создании условий, благоприятных для эффективного массообмена между материальными потоками. Ректификационная установка кроме колонны включает в себя подогреватели, кипятильники, дефлегматор, разделитель, холодильник-конденсатор и вспомогательные элементы оборудования.

По принципу действия ректификационные установки разделяются на периодические и непрерывные. В установках периодического действия разделяемая смесь одновременно загружается в куб и процесс ректификации протекает до получения продуктов заданного состава. В установках непрерывного действия разделяемая смесь поступает и продукты разделения выводятся из колонны непрерывно.

По назначению ректификационные установки непрерывного действия разделяются на три группы (см. рис. 7.1):

* Предполагается, что с основами процесса ректификации читатель знаком в объеме гл. 5 [39].

- а) для получения продукта, состоящего из низкокипящих компонентов;
- б) для получения продукта, состоящего из высококипящих компонентов;
- в) для разделения исходной смеси на низкокипящие и высококипящие компоненты.

Установки первых двух типов применяются сравнительно редко, так как не обеспечивают выделения компонентов, являющихся целевым продуктом с высоким качеством.

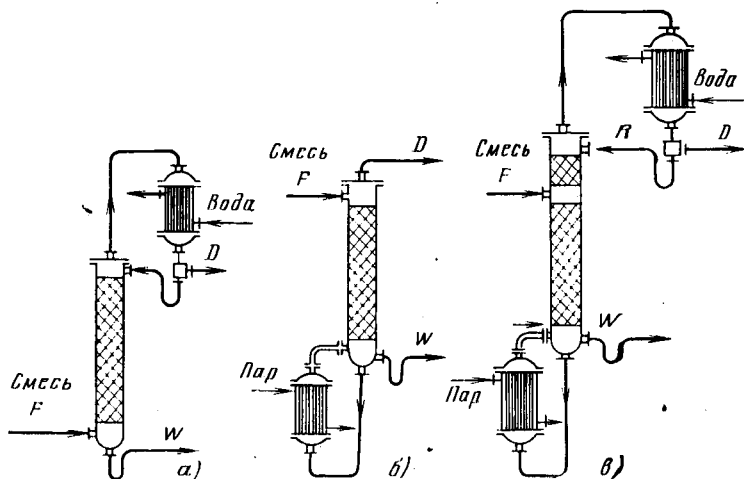


Рис. 7.1. Схемы ректификационных установок непрерывного действия.

а — для получения низкокипящих компонентов; б — для получения высококипящих компонентов; в — для разделения исходной смеси на низкокипящие и высококипящие компоненты.

При проектировании ректификационной установки наиболее важным является расчет колонны. Любая ректификационная колонна может быть рассчитана в результате решения системы уравнений гидродинамики, тепло- и массопередачи, материального баланса и фазового равновесия. Вследствие сложности и нелинейности такой системы нашли применение приближенные методы расчета ректификационных колонн.

Для расчета колонн со ступенчатым и непрерывным контактом жидкой и паровой фаз широко используются два принципиально различных метода: метод ступеней

контакта (метод теоретических тарелок) и метод числа единиц переноса.

Метод теоретических тарелок получил наибольшее применение для разделения как бинарных, так и многокомпонентных смесей. Основным преимуществом этого метода перед методом числа единиц переноса является его простота в связи с использованием допущения о постоянстве некоторых физических свойств системы и потоков в пределах небольшого изменения концентрации компонентов, например, для одной ступени контакта или для слоя насадки небольшой высоты.

Рассмотрим расчет ректификационной колонны для разделения бинарной смеси из взаимно растворимых компонентов. Обычно расчет ведется по массам вещества, отнесенным к 1 кг или 1 кг-молю готового продукта-дистиллята (ректификата).

Обозначим:

$F = G_f / G_d$ — количество кг-молей поступающей на ректификацию смеси, отнесенное к 1 кг-молю готового продукта;

$W = G_w / G_d$ — количество кг-молей кубовой жидкости, отнесенное к 1 кг-молю готового продукта;

$R = G_R / G_d$ — флегмовое число или количество кг-молей возвращающегося в колонну дистиллята (флегмы), отнесенное к 1 кг-молю готового продукта;

$V = R + 1$ — количество кг-молей паров, выходящих из колонны в дефлегматор для конденсации;

y_f, y_d, y_w — молярное содержание низкокипящего компонента в парах, равновесное жидкости исходной смеси, дистилляту и кубовому остатку;

x_f, x_d, x_w — молярное содержание низкокипящего компонента соответственно в исходной смеси, в дистилляте и кубовом остатке.

Материальный баланс ректификационной колонны можно записать в виде двух равенств:

для всей смеси

$$G_f = G_d + G_w$$

или

$$F = 1 + W; \quad (7.1)$$

для низкокипящего компонента в смеси

$$G_f x_f = G_d x_d + G_w x_w$$

или

$$F x_f = x_d + W x_w = x_d + (F - 1) x_w. \quad (7.2)$$

Используя уравнения (7.1) и (7.2), можно решать задачи по определению количества и состава веществ, участвующих в процессе ректификации. Пересчет количеств в молярные может быть осуществлен по зависимостям, приведенным в [39].

В основу расчета процессов разделения взаиморастворимых смесей положен закон Рауля [64], согласно которому

$$p_A = P_A x_A, \quad (7.3)$$

где p_A — парциальное давление пара низкокипящего компонента A над кипящей смесью; P_A — давление насыщенного пара низкокипящего компонента A при температуре кипения смеси.

Уравнение для высококипящего компонента B будет иметь вид:

$$p_B = P_B (1 - x_A). \quad (7.4)$$

Обозначив через p суммарное давление паров смеси, получим:

$$P = p_A + p_B = P_A x_A + P_B (1 - x_A). \quad (7.5)$$

Из уравнения (7.5) следует, что

$$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}. \quad (7.6)$$

Обозначив через y_A молекулярную долю компонента в паровой фазе, можно написать:

$$y_A = \frac{p_A}{p_A + p_B} = \frac{P_A x_A}{P_A x_A + P_B (1 - x_A)} = \frac{P_A x_A}{P}. \quad (7.7)$$

Для анализа работы ректификационных установок и расчета их часто пользуются понятием относительная летучесть компонентов α , которая определяется отношением давлений пара чистого низкокипящего компонента P_A и высококипящего P_B , взятых при одной и той же температуре:

$$\alpha = P_A / P_B. \quad (7.8)$$

Выбрав несколько значений температуры кипения смеси, лежащих между температурами кипения чистых компонентов A и B , можно построить t - x - y -диаграмму равновесия (рис. 7.2, а), в которой по оси абсцисс отложены концентрации низкокипящего компонента в жидкости x и в парах y , а по оси ординат — температура t .

Зависимость $t=f(x)$ является линией кипения смеси, а зависимость $t=f(y)$ — линией сухого пара или линией конденсации смеси.

t - x - y -диаграмма называется диаграммой кипения и конденсации смеси.

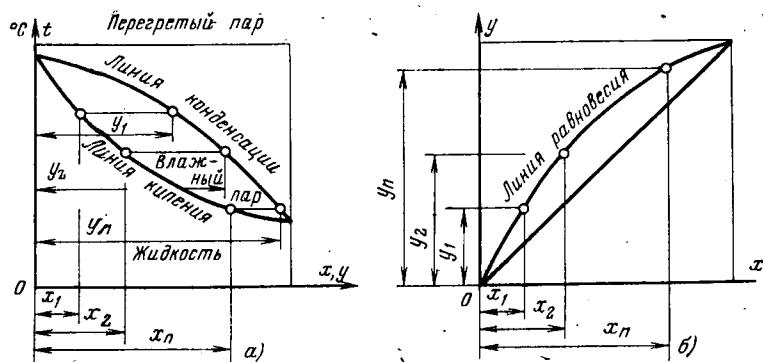


Рис. 7.2. Диаграмма кипения и конденсации t - x - y (а) и диаграмма равновесия x - y (б) для идеальной смеси.

Для расчета числа тарелок ректификационной колонны пользуются диаграммой, по которой по оси абсцисс откладывают концентрацию низкокипящего компонента в жидкости x , а по оси ординат — концентрацию низкокипящего компонента в парах y . Такая диаграмма получила название диаграммы равновесия (рис. 7.2, б).

Принципиальная схема ректификации представлена на рис. 7.3.

Для упрощения анализа тепло- и массообмена сделаем следующие допущения:
исходная смесь в количестве F поступает в колонну подогретой до температуры кипения;

количества поднимающегося пара и стекающей жид-

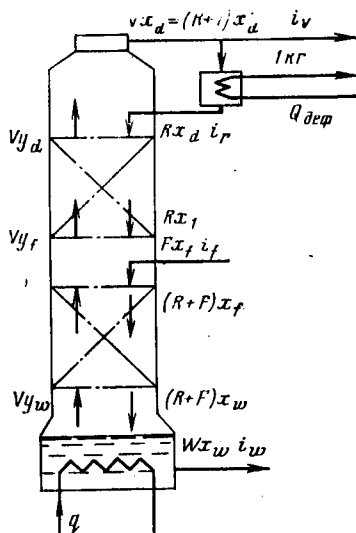


Рис. 7.3. Принципиальная схема ректификации.

кости по высоте колонны не изменяются, а изменяется только их состав;

концентрация уходящего из ректификационной колонны пара равна концентрации дистиллята ($y_d = x_d$);

- при испарении жидкости в кубе не происходит изменения ее состава, т. е. концентрация образующихся паров равна концентрации кубового остатка ($y_w = x_w$).

Приняв за основу равенство количеств конденсирующихся паров и испаряющейся жидкости в колонне, материальный баланс ректификационной колонны для низкипящего компонента можно выразить равенствами:

для верхней колонны

$$(R+1)dy = R(-dx); \quad (7.9)$$

для нижней колонны

$$(R+1)dy = (R+F)(-dx). \quad (7.10)$$

На участке верхней колонны от произвольного сечения с концентрациями x в жидкости и y в паре до выходного сечения с концентрациями соответственно x_d и y_d изменение концентрации флегмы ($x_d - x$) и концентрации паров ($y_d - y$) выразится уравнением

$$(R+1)(y_d - y) = R(x_d - x). \quad (7.11)$$

Используя допущение 3, равенство (7.11) можно записать в виде

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_d}{R+1} = Ax + B, \quad (7.12)$$

где A и B — постоянные коэффициенты при выбранных или заданных для расчета значениях R и x_d .

На участке от произвольного сечения нижней колонны с концентрациями x и y до ее нижнего сечения изменение концентрации выразим равенством по уравнению (7.11)

$$(R+1)(y - y_w) = (R+F)(x - x_w) \quad (7.13)$$

или после замены y_w на x_w

$$y = \frac{R+F}{R+1}x + \frac{F-1}{R+1}x_w = A'x + B', \quad (7.14)$$

где A' и B' — постоянные коэффициенты при выбранных для расчета значениях R, F, x_w .

Как известно, уравнения (7.12) и (7.14) — уравнения линий рабочих концентраций для верхней (укрепляю-

щей) и нижней (исчерпывающей) частей ректификационной колонны.

Если на диаграмме $y-x$ (рис. 7.4) задана кривая равновесия $y=f(x)$ бинарной смеси, то зависимость между концентрациями жидкой и паровой фаз на тарелках ректификационной колонны, выражаемая уравнениями (7.12) и (7.14), определяется рабочими линиями DF и FW , проходящими через точки (x_n, y_{n-1}) , (x_{n+1}, y_n) и т. д. Так, например, координаты точки F выражают концентрацию пара y_{n-1} , поступающего с $(n-1)$ -й тарелки на n -ю, и концентрацию x_n с n -й тарелки на $(n-1)$ -ю. Вектором n -й тарелки достигаются, то отрезок Fd выражает пар, вызванный прохождением через тарелку:

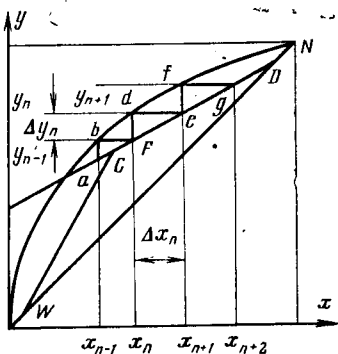


Рис. 7.4. Графическое определение теоретического числа тарелок в ректификационной колонне.

(на рисунке вместо линии WG следует читать линию WF).

$$y_n = y_{n-1} + \Delta y_n.$$

Изменение концентрации жидкости на той же n -й тарелке выражается отрезком ed , т. е.

$$x_n = x_{n+1} - \Delta x_n.$$

Таким образом, катеты прямоугольного треугольника характеризуют изменение концентрации фаз на одной n -й тарелке колонны.

Направление рабочих линий зависит не только от конечных концентраций дистиллята и кубового остатка, но и от флегмового числа R . При этом могут быть два предельных случая:

1) Точка F (рис. 7:4) находится на прямой ON , т. е. направление рабочих линий совпадает с диагональю. Это означает, что колонна работает на «себя» — без отбора дистиллята, в этом случае флегмовое число $R = \infty$;

2) точка F находится на линии равновесия смеси Obd/N , тогда в этой точке движущая сила массообменного процесса $(y_p - y) = 0$, и, следовательно, ректификационная колонна должна иметь бесконечно большую поверхность контакта жидкой и паровой фаз.

При этом флегмовое число имеет минимальное значение:

$$R_{\min} = \frac{x_d - y_{fp}}{y_{fp} - x_f} \quad (7.15)$$

где y_{fp} — концентрация пара, находящегося в равновесии с исходной жидкостью.

Отношение рабочего флегмового числа к минимальному $R/R_{\min} = \phi$ получило название коэффициента избытка флегмы.

Графическое определение числа теоретических тарелок на y - x -диаграмме производится построением ряда ступеней (рис. 7.4), число которых и определяет число теоретических тарелок колонны. Так как в действительности отсутствует полное равновесие-состава фаз на тарелках, то для определения действительного числа тарелок необходимо ввести поправку. Наиболее распространенным методом введения поправки является использование общего (полного) к. п. д. тарелки, под которым понимают отношение числа теоретических тарелок к числу действительных тарелок:

$$\frac{n_T}{n_d} = \eta < 1. \quad (7.16)$$

При делении числа теоретических тарелок, найденных расчетом, на коэффициент η получают число действительных тарелок.

Для различных условий перегонки и конструктивного оформления колонны к. п. д. тарелки колеблется в пределах от 0,2 до 0,9. Для ориентировочного определения к. п. д. тарельчатой ректификационной колонны, работающей в условиях оптимальной нагрузки по пару и жидкости, можно пользоваться графиком на рис. 7.5. По оси абсцисс отложено значение суммарной молярной вязкости исходной жидкой смеси при ее средней температуре, которое определяется по формуле

$$\Sigma \mu = x_A \mu_A + x_B \mu_B, \quad (7.17)$$

где x_A и x_B — молярные доли компонентов A и B в исходной смеси; μ_A и μ_B — вязкости чистых компонентов A и B при средней температуре исходной смеси, Па·с.

Метод числа единиц переноса при расчете колонн применяют для случаев разделения бинарных смесей в условиях непрерывного контакта фаз в режиме идеального вытеснения и редко применяют для расчета многокомпонентных смесей, так как для этого необходимо знать изменение концентраций всех компонентов по высоте аппарата [2], а они могут быть получены только после детального кинетического расчета аппарата.

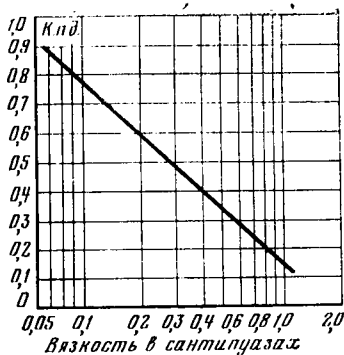


Рис. 7.5. К. п. д. тарелок в зависимости от молярной вязкости исходной смеси.

Известно, что скорость перехода компонента из одной фазы в другую пропорциональна поверхности соприкосновения фаз, времени, а также разности концентраций веществ, которая является движущей силой процесса массообмена.

Уравнение массопередачи можно записать в виде

$$dM = k dF \Delta d\tau, \quad (7.18)$$

где M — количество вещества, перешедшее из одной фазы в другую, кг; k — коэффициент массопередачи; dF — поверхность фазового контакта, m^2 ; Δ — движущая сила процесса массопередачи; $d\tau$ — время, с

Если dM отнесено к единице времени, уравнение (7.18) будет иметь вид:

$$dM = k \Delta dF. \quad (7.19)$$

Движущая сила Δ может быть выражена в виде разности молярных ($y^* - y$) и ($x^* - x$) или объемных концентраций: $\Delta = C^* - C$, где C^* и C — соответственно равновесная и фактическая концентрации компонента в одной из фаз.

Движущая сила Δ в массообменном аппарате (скруббере, градири, ректификационной колонне, абсорбере, экстракторе) не остается постоянной по его высоте. Среднее значение движущей силы можно определять по формуле

$$\Delta_{cp} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}, \quad (7.20)$$

где Δ_1 и Δ_2 — значения движущей силы на входе и на выходе из аппарата.

Выражение (7.20) справедливо только в том случае, когда линия равновесия $y^*=f(x)$ является прямой линией или близка к ней в рассматриваемой области. В случае криволинейности линии равновесия необходимо решить уравнение (7.19) совместно с уравнением материального баланса в дифференциальной форме:

$$dM=G(dy)=-L(dx), \quad (7.21)$$

где G — количество вещества, перешедшего из жидкой фазы в паровую, а L — из паровой в жидкую.

Тогда количество жидкокипящего компонента, перешедшего в паровую фазу,

$$M = k_x F \frac{x_D - x_w}{\int_{x_w}^{x_D} \frac{dx}{x^* - x}}, \quad (7.22)$$

и соответственно в жидкую фазу

$$M = k_y F \frac{y_w - y_D}{\int_{y_D}^{y_w} \frac{dy}{y - y^*}}, \quad (7.23)$$

где k_x и k_y — коэффициенты массопередачи для паровой и жидкой фаз.

Интегралы в знаменателе уравнений (7.22) и (7.23) — числа единиц переноса, которые характеризуют изменение рабочей концентрации фазы, приходящейся на единицу движущей силы.

В этом случае связь между числом единиц переноса и средней движущей силой может быть выражена зависимостями

$$n_x = \int_{x_w}^{x_D} \frac{dx}{x^* - x} = \frac{x_D - x_w}{\Delta x_{cp}}; \quad (7.24a)$$

$$n_y = \int_{y_D}^{y_w} \frac{dy}{y - y^*} = \frac{y_w - y_D}{\Delta y_{cp}}. \quad (7.24b)$$

Обозначим полезную высоту аппарата через H , м, площадь поперечного сечения его через S , м², удельную поверхность контакта фаз в единице объема аппарата через f , м²/м³. Тогда полезный объем аппарата $V=HS$, а поверхность контакта фаз $F=HSf$.

Перепишем уравнение массопередачи (7.19) и уравнение материального баланса (7.21) в конечных величинах с новым значением поверхности F и с осредненным значением Δ :

$$M=kHSf\Delta_{\text{ср}}, \quad (7.25)$$

а также

$$M=G(y_w-y_D)=L(x_D-x_w). \quad (7.26)$$

Совместное решение (7.25) и (7.26) позволяет получить выражение для высоты аппарата

$$H=\frac{G}{k_y S f}=\frac{y_w-y_D}{\Delta y_{\text{ср}}}=\frac{L}{k_x S f}=\frac{x_D-x_w}{\Delta x_{\text{ср}}}. \quad (7.27)$$

Множители $G/k_y S f=h_y$ и $L/k_x S f=h_x$ в уравнении (7.27) соответствуют высоте участка аппарата, равновеликого одной единице переноса—высоте единиц переноса. Таким образом, при $S=\text{const}$, т. е. при постоянном сечении колонны, высоту массообменного аппарата H можно определить как

$$H=n_x h_x=n_y h_y. \quad (7.28)$$

Связь между n_x и n_y может быть выражена зависимостью

$$n_y=n_x \frac{m}{\text{tg } \gamma}, \quad (7.29)$$

где $m=L/G$ — удельный расход вещества; $\text{tg } \gamma$ — тангенс угла наклона линии равновесия в рассматриваемом сечении.

Число единиц переноса n_y на каждую тарелку определяется числами переноса для газовой (паровой) фазы n_1 и для жидкой фазы n_2 . Его можно найти из уравнения

$$\frac{1}{n_y}=\frac{1}{n_1}+\frac{\text{tg } \gamma}{m} \frac{1}{n_2}. \quad (7.30)$$

Число единиц переноса в паровой фазе n_1 и в жидкой фазе n_2 для колпачковых и ситчатых тарелок ректифика-

кипящего компонента в парах соответственно на входе в тарелку и на выходе из нее.

Равновесная концентрация y^* на тарелке также постоянна и изображается точкой G , лежащей на пересечении продолжения отрезка EF с линией равновесия OGO' .

Число единиц переноса на одну тарелку будет иметь вид:

$$n_y = \ln \frac{y^* - y'}{y^* - y''} = -\ln(1 - Q), \quad (7.33)$$

где y' и y'' — концентрации газа или пара перед тарелкой и после нее.

Относительный коэффициент извлечения равен:

$$Q = \frac{y'' - y'}{y^* - y'}. \quad (7.34)$$

Коэффициент показывает отношение количества пара, сконденсировавшегося на тарелке, к количеству пара, которое должно сконденсироваться, чтобы жидкость на тарелке была равновесной.

Таким образом, для графического определения действительного числа тарелок необходимо:

определить с помощью формулы (7.34) относительный коэффициент извлечения Q ;

провести на x - y -диаграмме ряд вертикальных отрезков E_1G_1 , E_2G_2 между рабочими линиями и линией равновесия;

разделить эти отрезки в отношении $EF/EG=Q$;

провести через найденные точки F_1 , F_2 линию — кинетическую кривую;

вписать, начиная от точки D , соответствующей концентрации пара и дистиллята на выходе из колонны x_d , между кинетической кривой и рабочими линиями ступенчатую линию из вертикальных и горизонтальных отрезков (см. рис. 7.6) до пересечения с вертикальной линией, соответствующей концентрации жидкости в кубе (x_w);

число горизонтальных отрезков-ступенек между кинетической кривой и рабочей линией для укрепляющей части колонны равно числу тарелок в укрепляющей части колонны; число горизонтальных отрезков между кинетической кривой и рабочей линией исчерпывающей части колонны соответствует числу тарелок в исчерпывающей части колонны.

Установки для ректификации многокомпонентной смеси встречаются на практике чаще, чем установки для ректификации двухкомпонентной смеси. Для непрерывной ректификации многокомпонентных смесей применяются установки, состоящие из нескольких колонн. В каждой из них отделяется одна из составных частей смеси или смесь разделяется сначала на более простые по составу смеси, из которых в последующих по ходу процесса колоннах выделяются отдельные компоненты.

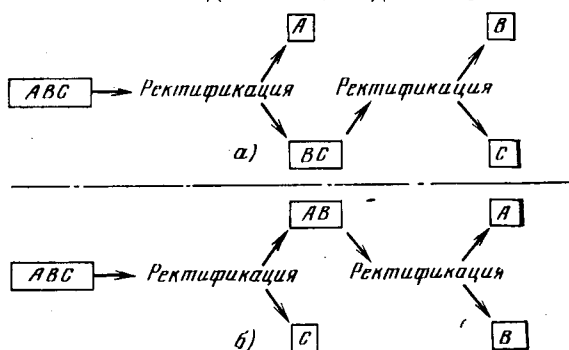


Рис. 7.7. Вариантные схемы разделения трехкомпонентной смеси.
 а — первая схема; б — вторая схема.

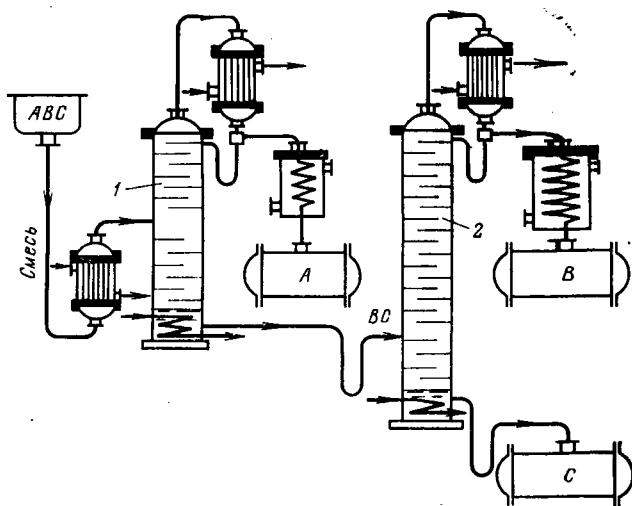


Рис. 7.8. Принципиальные схемы разделения трехкомпонентной смеси.

1 — колонна для выделения легких фракций; 2 — колонна для разделения бинарной смеси.

Для анализа процесса ректификации многокомпонентных смесей необходимо знать величину относительной летучести α компонентов.

Рассмотрим ректификацию тройной смеси. Если три компонента A , B и C с относительной летучестью $\alpha_A > \alpha_B > \alpha_C$ разделять на чистые вещества, то возможны две принципиальные схемы (рис. 7.7). Заметим, что если первая схема разделения возможна при любых условиях, то вторая схема работоспособна только при условии, что

$$\alpha_B > \Sigma \alpha_X, \quad (7.35)$$

где $\Sigma \alpha_X$ — средняя относительная летучесть компонентов, собирающихся в остатке.

Выражение (7.35) можно сформулировать так: отделение в виде пара i -го компонента возможно только в том случае, если его относительная летучесть α_i больше средней относительной летучести всех компонентов:

$$\Sigma \alpha_X = \alpha_A x_A + \alpha_B x_B + \alpha_C x_C + \dots$$

Число колонн в установке на единицу меньше числа компонентов в исходной смеси. Так, для разделения тройной смеси требуются две колонны (рис. 7.8).

Ректификация системы, состоящей из четырех компонентов A , B , C и D , может быть осуществлена пятью способами. Число вариантов n схем разделения i -компонентной системы можно представить [2] следующей формулой:

$$n = \frac{[2(i-1)]!}{(i-1)! i!}. \quad (7.36)$$

Расчет ректификационных колонн для многокомпонентных смесей может производиться поэтапно для каждой колонны с учетом относительной летучести, как для бинарных смесей. В том случае, когда летучести компонентов близки друг к другу, расчет производится методом «от тарелки к тарелке», методом Тиле и Геддиса, способом независимого определения концентраций и т. д., суть которых изложена в [2, 7].

Установки для экстрактивной ректификации применяются при разделении компонентов с близкими температурами кипения или при разделении азеотропных смесей. Для повышения давления пара низкокипящего компонента применяются растворители избирательного действия, повышающие давление пара низкокипящего компонента в большей степени, чем давление пара высококипящего компонента. Применяемый растворитель должен быть менее летуч, чем компоненты исходной смеси.

В ректификационную колонну 1 вводится исходная смесь AB и экстрагирующий компонент E (рис. 7.9). В результате реактификации в дистилляте оказывается труднорастворимый низкокипящий компонент A , а в остатке — смесь хорошо растворимого компонента B и экстрагирующего компонента E . Смесь BE поступает в сле-

дующую колонну 3 и в результате последующей ректификации разделяется на хорошо растворимый компонент В, отходящий в дистиллят, и экстрагирующий компонент Е, собирающийся в остатке.

После второй ректификации экстрагирующий компонент возвращается в колонну 1, т. е. циркулирует замкнуто в двухколонной ректификационной установке.

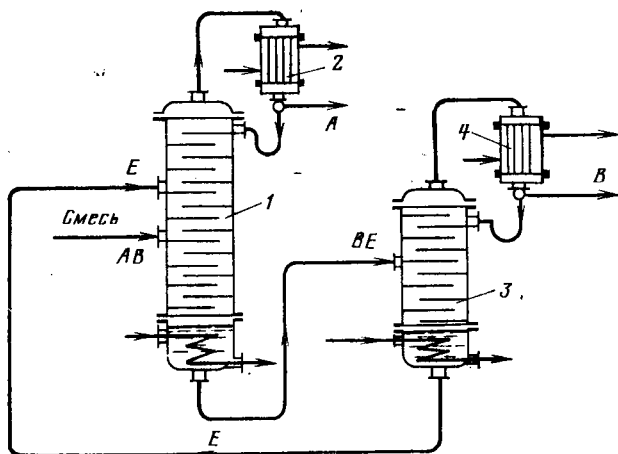


Рис. 7.9. Принципиальная схема экстрактивной ректификации. 1 — экстрактивная колонна; 2 — 4 — дефлегматоры; 3 — отгонная колонна.

При азеотропной ректификации применяются растворители, образующие с одним из компонентов азеотропную смесь с минимальной температурой кипения. Следовательно, при азеотропной ректификации растворитель удаляется с дистиллятом.

7.2. РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Установки периодического действия могут работать в двух режимах:

концентрация дистиллята постоянна ($x_d = \text{const}$) при переменном флегмовом числе ($R = \text{var}$);

флегмовое число постоянно ($R = \text{const}$) при переменной концентрации дистиллята ($x_d = \text{var}$).

Принцип работы периодически действующей колонны заключается в следующем (рис. 7.10, а). Исходная смесь вводится непосредственно в кубовую часть колонны 1, где подогревается до температуры кипения и частично испаряется под воздействием внешнего источника тепла. Пары поднимаются по колонне 2 и в противотоке взаи-

модельствуют с жидкой фазой, поступающей в верхнюю часть колонны из дефлегматора 3.

Пары, обогащенные в ходе тепло- и массообмена низкокипящим компонентом, выходят из колонны и конденсируются в дефлегматоре, отдавая тепло конденсации охлаждающей воде. Из дефлегматора, в котором может происходить полная или частичная конденсация паров,

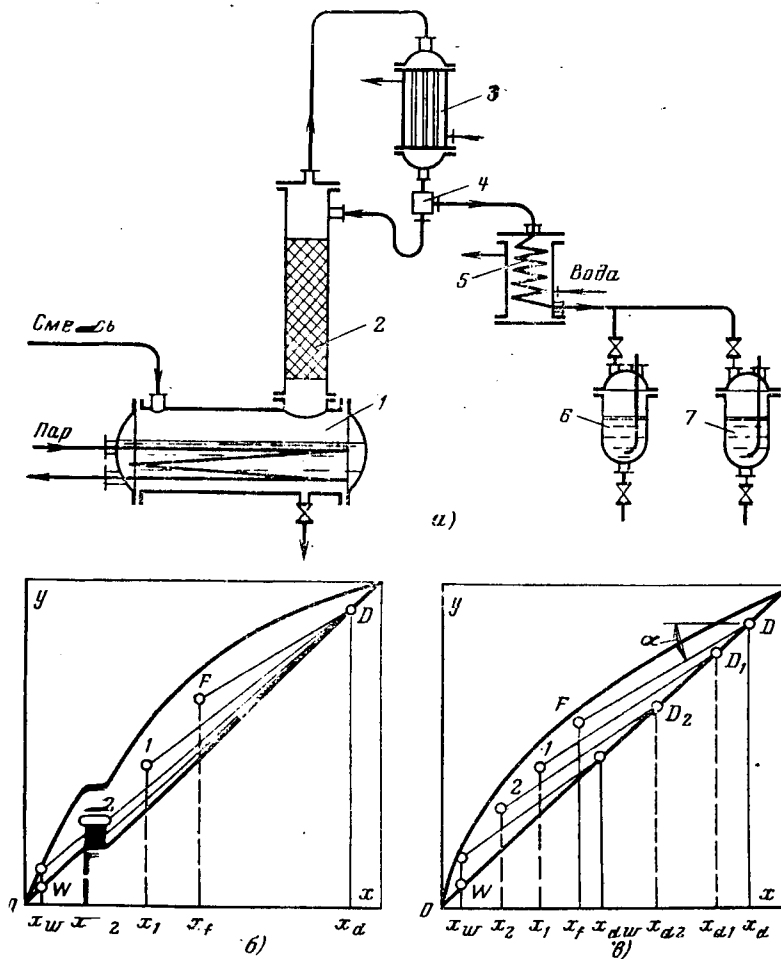


Рис. 7. 10. Ректификационная колонна периодического действия.
а — принципиальная схема; б — рабочий процесс с переменным флегмовым числом на y - x -диаграмме; в — рабочий процесс с постоянным флегмовым числом на y - x -диаграмме.

жидкость (вместе с паром) поступает в сеп аратор-отделитель 4.

Количество жидкости, равное флегмовому числу R , возвращается на орошение ректификационной колонны, а другая часть, соответствующая выходу готового продукта, поступает через конденсатор-холодильник 5 в виде охлажденного дистиллята в сборные баки 6 и 7.

В режиме периодической работы колонны с постоянным составом дистиллята ($x_d = \text{const}$) флегмовое число необходимо изменять от минимального в начале процесса до максимального к его концу (рис. 7.10,б). По мере отгонки низкокипящего компонента концентрация его в кубе будет снижаться от x_f до x_w , проходя промежуточные значения x_1 , x_2 и т. д.

Положение точек 1, 2 ..., соответствующих изменению флегмового числа ($R = \text{var}$), можно определить путем подбора по уравнению (7.11):

$$(R+1)(y_d - y_i) = R(x_d - x_i), \quad (7.37)$$

задаваясь некоторыми значениями x_1 , x_2 и т. д.

Метод периодической разгонки смесей в режиме с постоянным значением флегмового числа ($R = \text{const}$) и изменяющейся концентрацией дистиллята нашел широкое распространение.

В y - x -диаграмме (рис. 7.10,в) наклон рабочих линий не изменяется, так как зависит только от флегмового числа R и не зависит от концентраций. Концентрация кубовой жидкости по низкокипящему компоненту x_f будет снижаться из-за большей его летучести, принимая значения x_1 , x_2 ... до x_w . Соответственно будет снижаться концентрация легучего компонента в дистилляте: x_d , x_{d1} , x_{d2} ... до x_{dw} .

При перегонке дистиллята в одну емкость средняя концентрация готового продукта находится в пределах между x_d и x_{dw} , а концентрация кубового остатка равна x_w . При наличии зависимости концентрации дистиллята от концентрации кубовой жидкости $x_d = f(x)$ может быть найдена средняя концентрация дистиллята по уравнению

$$x_{d\text{cp}} = \frac{1}{x_f - x_w} \int_{x_w}^{x_f} f(x) dx. \quad (7.38)$$

Периодическая ректификация с постоянным флегмовым числом и переменной концентрацией дистиллята для малотоннажных производств выгодно отличается от описанного выше периодического процесса с переменным флегмовым числом и имеет даже преимущества перед непрерывной ректификацией, так как делает возможным разделение смеси любого числа компонентов при помощи одной ректификационной колонны.

7.3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Рассмотрим тепловой баланс колонны для разгонки бинарной смеси (см. рис. 7.3) в расчете на 1 кг дистиллята.

Приход теплоты:	Расход теплоты:
подводится в кипя-	с паром из колон-
тильник куба q	ны Vi_V
с исходной смесью Fi_f	с кубовым остатком Wi_w
с флегмой Ri_r	потери в окружа-
	ющую среду q_{π}

$$q + Fi_f + Ri_r = Vi_V + Wi_w + q_{\pi}, \quad (7.39)$$

где i_f , i_r , i_V , i_w — энтальпии соответственно исходной смеси, флегмы, пара и кубового остатка, кДж/кг.

Сделав замену в виде $V=R+1$, $F=W+1$ и решив относительно q , получим:

$$q = R(i_V - i_r) + W(i_w - i_f) + 1(i_V - i_f) + q_{\pi}, \quad (7.40)$$

где $R(i_V - i_r)$ — расход теплоты на испарение флегмы, кДж/кг; $W(i_w - i_f)$ — расход теплоты на нагревание кубового остатка, кДж/кг; $1(i_V - i_f)$ — расход теплоты на испарение дистиллята, кДж/кг.

Энтальпии жидкостей могут быть выражены как $i = ct$, где $c = c_A x + c_B(1-x)$.

Энтальпия пара $i_{\pi} = i_r + r_f$, где $r_f = r_A x + r_B(1-x)$.

Общее количество теплоты, подводимой к кипятивнику куба,

$$Q = qD, \quad (7.41)$$

где D — количество готового продукта-дистиллята, кг/с.

Расход охлаждающей воды в дефлегматоре W_d определяется из уравнений:

при конденсации пара в количестве, соответствующем флегмовому числу R ,

$$W_d = \frac{DRr_f}{c_B(t''_{в.д} - t'_{в.д})}; \quad (7.42)$$

при полной конденсации пара в дефлегматоре

$$W'_d = \frac{D(R+1)r_f}{c_B(t''_{в.д} - t'_{в.д})}, \quad (7.43)$$

где $t'_{в.д}$ и $t''_{в.д}$ — температура воды на входе и выходе из дифлегматора, °C; c_B — теплоемкость воды, кДж/(кг × K).

Расход охлаждающей воды в холодильнике-конденсаторе

$$W_K = \frac{Dr_f + D(i'_v - i''_v)}{c_B(t''_{в.к} - t'_{в.к})}, \quad (7.44)$$

где i'_v и i''_v — энтальпии дистиллята на входе и на выходе из конденсатора, кДж/кг; $t'_{в.к}$ и $t''_{в.к}$ — температура охлаждающей воды на входе и на выходе из конденсатора, °C.

Обычно в установках непрерывного действия подвод теплоты осуществляется в подогревателе исходной смеси и в кипятыльнике, а отвод теплоты — в дефлегматоре и холодильниках для дистиллята и остатка. На этом может быть основана рекуперация теплоты.

Наибольшего эффекта в экономии теплоты можно достичь путем использования скрытой теплоты испарения уходящих из колонны паров низкокипящего компонента. Используя теплоту этих паров, можно резко сократить расход охлаждающей воды в дефлегматоре и конденсаторе-холодильнике.

Однако давление паров из колонны невелико (около 0,1 МПа), и поэтому их нельзя транспортировать на значительные расстояния. Вслед-

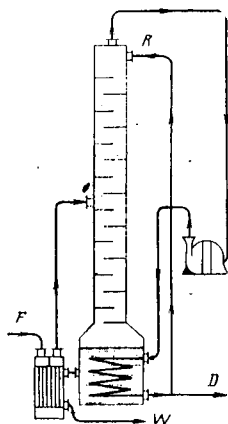


Рис. 7.11. Схема ректификационной установки с турбокомпрессором.

ствии этого иногда целесообразно применение теплового насоса для повышения давления и температуры паров низкокипящего компонента при использовании их в качестве теплоносителя в дистилляционном кубе ректификационной колонны (рис. 7.11).

После отдачи парами теплоты и их конденсации часть жидкости направляется в виде флегмы в колонну, а часть выводится из установки в качестве готового продукта.

7.4. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Математическое моделирование ректификационных колонн позволяет определять концентрации и количества получаемых компонентов в аппаратах различного аппаратного оформления и переменных режимах эксплуатации. При составлении математической модели колонны необходимо учитывать внутренние и внешние условия процесса ректификации.

В качестве внешних условий обычно принимаются: питание колонны с учетом количественных и качественных характеристик; количество теплоты, подводимой к кипятильнику и отводимой от дефлегматора. Внешние условия могут быть связаны между собой или внутренними параметрами процесса, или дополнительными соотношениями, которые также включаются в систему в виде уравнений модели. Основными являются уравнения, описывающие внутреннюю задачу, т. е. отражающие процесс межфазного переноса компонентов разделяемой смеси. С помощью этих уравнений можно определять состав паровой фазы над тарелкой, жидкости на ней и состав поступающего на нее пара и уходящей жидкости.

В качестве гидродинамических моделей тарелок ректификационных колонн используются: для жидкости — модель идеального перемешивания и ячеистая модель, для пара — модели идеального вытеснения и идеального перемешивания.

Математические модели ректификационных колонн, основанные на замене реальных тарелок теоретическими ступенями разделения (метод теоретических тарелок)

лок), позволяют вести расчет колонн без учета гидродинамической обстановки на тарелках. Эти модели представляют ректификационную колонну как аппарат с полной конденсацией пара на ступенях разделения с незначительным влиянием межфазного массообмена.

Напротив, представление межфазного массообмена как результат передачи вещества без учета процессов конденсации и испарения в качестве основы для разделения смесей является фундаментом для другой группы моделей (метод числа единиц переноса). Здесь учитываются гидродинамические условия процесса на тарелках.

В группу уравнений любой математической модели ректификационной колонны обязательно входят в той или иной форме соотношения для расчета равновесных зависимостей между составами жидкой и паровой фаз, т. е. $y^* = f(x)$.

Для описания равновесия в многокомпонентных смесях чаще используются равновесные соотношения, выраженные через константы равновесия или относительные летучести, например:

$$y^*_{i,k} = k_h(t_i) x_{i,k}, \quad (7.45)$$

где $k_h(t_i)$ — константа равновесия компонента k , являющаяся функцией температуры и давления на i -й ступени разделения.

Температура на ступени рассчитывается по уравнению

$$\sum y^*_{i,k} = \sum k_h(t_i) x_{i,k} = 1. \quad (7.46)$$

При составлении математических моделей необходимо использовать тепловые балансы для ступеней разделения. По этому признаку все модели для ректификационных колонн подразделяются на модели с постоянными значениями потоков пара и жидкости по высоте колонны и на модели, где учитывается изменение величины потоков.

Первая группа моделей может применяться в тех случаях, когда теплоты испарения, а следовательно, и температуры кипения компонентов незначительно отличаются друг от друга, вторая группа — при моделировании разделения смесей, кипящих в широком интервале температур.

Математическая задача расчета ректификационных колонн при заданных совокупностях внутренних и внешних условий процесса ректификации состоит в решении системы нелинейных уравнений, когда учитывают тепловые балансы на ступенях разделения, и линейных уравнений, когда тепловые потоки на каждой ступени разделения принимают одинаковыми.

Методика расчета ректификационных колонн приведена ниже.

7.5. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ И УЗЛОВ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

В зависимости от принципа образования контакта фаз все массообменные аппараты можно разделить на три группы:

тарельчатые и большинство насадочных аппаратов, в которых поверхность контакта создается в процессе движения потоков;

пленочные аппараты с фиксированной поверхностью фазового контакта;

роторные и центробежные аппараты, в которых поверхность фазового контакта создается путем подвода механической энергии извне.

Наибольшее распространение в промышленности нашли насадочные и барботажные ректификационные колонны.

Насадочные ректификационные колонны заполняются обычно кольцами Рашига. Конструктивно они не отличаются от скрубберов и других смесительных теплообменных аппаратов с насадкой. Методика теплового, гидравлического и конструктивного расчета таких аппаратов также сходна с методикой расчета насадочных скрубберов.

Барботажные ректификационные колонны выполняются с колпачковыми, ситчатыми или

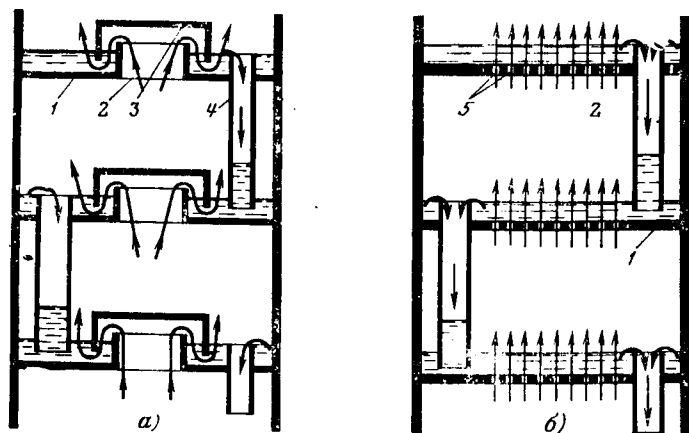


Рис. 7.12. Разрезы ректификационных колонн.

а — с колпачковыми тарелками; *б* — с ситчатыми тарелками; 1 — тарелка; 2 — патрубок; 3 — колпачок; 4 — переливная труба; 5 — отверстия.

решетчатыми (провальными) тарелками. Разрезы ректификационных колонн с колпачковыми и ситчатыми тарелками приведены на рис. 7.12.

Все барботажные аппараты отличаются большим гидравлическим сопротивлением парового тракта, и поэтому целесообразно применять их преимущественно в тех случаях, когда ректификация ведется при повышенных давлениях, т. е. когда высокое сопротивление существенного влияния на расход энергии не оказывает.

Ранее были изложены методы определения числа тарелок ректификационной колонны. Рассмотрим расчет некоторых параметров и конструктивных элементов колонны.

Расстояние между тарелками в колонне. Минимальное расстояние между тарелками в ректификационной колонне определяется из такого расчета, чтобы давление столба жидкости в переливной трубе было несколько больше гидравлического сопротивления тарелки. Такое неравенство перепадов обеспечивает нормальную работу гидравлического затвора, образуемого на тарелке переливной трубой.

Расстояние между тарелками h , м, должно отвечать неравенству

$$h > 0,19 \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ж}}}, \quad (7.47)$$

где Δp — сопротивление тарелки, МПа; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости, кг/м³.

Во избежание уноса жидкости в виде брызг расстояние между тарелками следует брать тем больше, чем выше скорость пара или газа в свободном сечении колонны. Следует, однако, иметь в виду, что с увеличением этого расстояния неизбежно увеличиваются высота и, следовательно, стоимость всей колонны. Обычно расстояние между тарелками принимается равным 0,2—0,6 м. В настоящее время проявляется тенденция к увеличению скорости пара и газа в массообменных колоннах и к уменьшению расстояния между тарелками. Для аппаратов, работающих при атмосферном давлении, рекомендуется скорость пара и газа в свободном сечении в пределах 0,9—1,4 м/с, а расстояние между тарелками — 0,08—0,20 м.

Диаметр колонны, м, в колоннах с колпачковыми и ситчатыми тарелками определяют по формуле

$$D = 31,3 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{G_d (R + 1)}{\rho_{\text{п}} \omega}}, \quad (7.48)$$

где G_d — производительность колонны по готовому продукту, кг/с; R — флегмовое число; $\rho_{\text{п}}$ — плотность пара, кг/м³; ω — скорость пара в свободном сечении колонны, м/с.

Колпачки и паровые патрубки. Колпачки выполняются круглыми, шестиугольными или прямоугольными (туннельные колпачки). Круглые колпачки изготавливают диаметром 80—100 мм, ширина прямоугольных колпачков 70—150 мм.

Общая площадь паровых патрубков под колпачками для прохода пара составляет 10—20% свободного сечения колонны. Пло-

щадь для прохода пара под колпачками — в промежутке между патрубком и колпачком — должна быть равной примерно площади проходного сечения патрубка.

Переливные трубы рассчитывают по допускаемой скорости флегмы, которая должна находиться в пределах 0,15—0,20 м/с. Общая площадь слива составляет обычно 5—10% свободного сечения колонны. Диаметр переливной трубки можно определить по формуле

$$d_c = 0,18 \frac{V'_{\text{сек}}}{m h_{\text{ж}}^{3/2}}. \quad (7.49)$$

где $V'_{\text{сек}}$ — секундный объем жидкости в колонне, м³/с; m — число переливных трубок на тарелке; $h_{\text{ж}} = \sqrt[3]{(V'_{\text{сек}}/1,773\Pi)^2}$ — высота напора жидкости, м; $\Pi = m\pi d_c$ — периметр слива, м.

Размеры дистилляционного куба. В теплотехническом отношении дистилляционный куб представляет собой однокорпусный выпарной аппарат, предназначенный для выпаривания определенного количества жидкости в заданное время. Методика расчета поверхности теплообмена дистилляционных кубов аналогична методике расчета рекуперативных теплообменников (гл. 3).

В конструктивном отношении дистилляционный куб представляет собой вертикальный (реже горизонтальный) цилиндр с нагревательными трубками, служащий одновременно опорой для ректификационной колонны или установленный отдельно от колонны и связанный с ней трубопроводами для циркуляции жидкости и для отвода образующегося пара (рис. 7.13).

Размеры дистилляционного куба принимают в зависимости от производительности ректификационной колонны и режима ее работы.

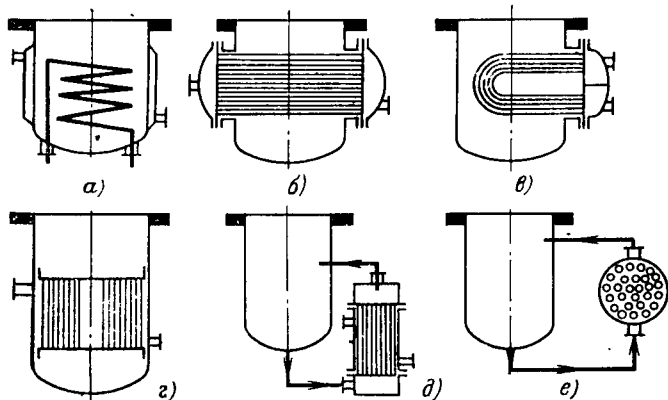


Рис. 7.13. Схемы включения поверхности нагрева в дистилляционных кубах ректификационных колонн.

а — куб со змеевиковым кипятильником; *б* — куб с кипятильником из горизонтальных прямых труб; *в* — куб с кипятильником из U-образных труб; *г* — куб с греющей камерой из вертикальных труб и с циркуляционной трубой; *д* — куб с выносным вертикальным кожухотрубчатый кипятильником; *е* — куб с выносным горизонтальным кожухотрубчатый кипятильником.

Дефлегматоры и конденсаторы-холодильники. В ректификационных установках большой производительности эти элементы оформляют конструктивно в виде трубчатых теплообменников. Для повышения ректифицирующего действия дефлегматора очень важно отводить конденсат по мере его образования, препятствуя его дальнейшему продолжительному контакту с паром. Поэтому целесообразно, где это возможно, помещать дефлегматор внутри колонны над верхней тарелкой, не вынося его наружу. Иногда дефлегматор разбивают на две части: одну из них располагают в колонне, а другую выносят в виде самостоятельного аппарата. Если дефлегматор устанавливают внутри колонны, то его охлаждающие трубы следует располагать горизонтально, чтобы облегчить доступ к ним и их очистку. Иногда дефлегматор выполняют в виде двух поставленных одна над другой секций, включенных последовательно по воде.

Отбойные устройства. В процессе ректификации всегда происходит унос жидкости с паром с нижележащих тарелок на верхние и особенно унос жидкости с верхней тарелки в дефлегматор. В некоторых ректификационных колоннах при вводе сырья в питательную секцию возможно увлечение потоком пара частиц жидкости с нелетучими соединениями: смолой, золой и др. Поскольку унос жидкости может привести к снижению качества дистиллята, считают целесообразным во всех колонных аппаратах установку отбойных устройств над верхней тарелкой. Разработана и методика расчета отбойных устройств [26]. Влияние уноса жидкости на качество отбираемого из колонны дистиллята особенно сильно сказывается в аппаратах с небольшим числом тарелок, при работе с малым флегмовым числом и с малыми отборами дистиллята.

7.6. ГИДРОДИНАМИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ БАРБОТАЖНЫХ КОЛОНН

Барботаж газа или пара через жидкость на тарелке ректификационной колонны сопровождается пенообразованием и частичным уносом жидкости в виде брызг. Интенсивность пенообразования определяется свойствами жидкости и скоростью газа. Различают три режима работы барботажных тарелок в зависимости от скорости газа.

1. Режим неравномерной работы — при скорости газа в свободном сечении колонны $w < 0,5 - 0,6$ м/с. При такой скорости газа прорези колпачков в колпачковых тарелках работают неполным сечением (рис. 7.14,а). В ситчатых тарелках при малых скоростях газа жидкость стекает вниз и через переливные трубы, и частично через отверстия в тарелках (рис. 7.14,б). К. п. д. тарелок при такой работе низок. По мере увеличения количества газа пузырьки выбрасываются из-под колпачков дальше, в слой жидкости, последняя вспенивается, и условия соприкосновения газа и жид-

кости улучшаются. На ситчатых тарелках увеличение расхода газа способствует прекращению протекания жидкости через отверстия тарелки. Тем не менее при обеих конструкциях тарелок колонна работает в неравномерном режиме.

2. Режим равномерной работы колонны — при дальнейшем увеличении скорости газа. В колпачковых колоннах этот режим соответствует работе колпачков с полным сечением прорезей (рис. 7.14,б), а на ситчатых тарелках — прохождению газа через все отверстия (рис. 7.14,д).

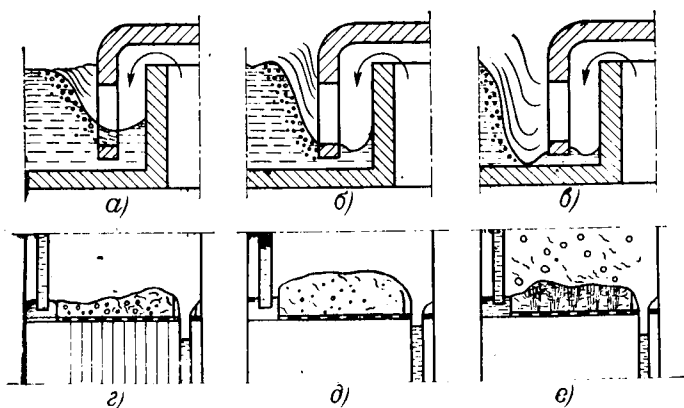


Рис. 7.14. Режимы барботаж на колпачковых и ситчатых тарелках. а, г — неравномерный режим при недостаточной скорости газа; б, д — равномерный режим при оптимальной скорости газа; в, е — режим выноса капель и газовых струй.

3. Режим газовых струй и брызг наблюдается при $w > 0,9 \div 1,1$ м/с. При этом газ выходит из-под колпачков не отдельными пузырьками, а сплошным потоком, направляется вверх и оттесняет жидкость так, что вокруг колпачка образуется кольцевая щель (рис. 7.14,в). В ситчатых колоннах газ движется через жидкость в виде струй (факелов). Газ захватывает жидкость, увлекает ее вверх, в результате чего образуется слой пены и большое количество брызг, легко уносимых на вышележащую тарелку (рис. 7.14,е).

Надежная работа барботажных колонн с хорошей интенсивностью барботажгаза через жидкость может быть обеспечена при определенной скорости газа w_0 ,

м/с, в прорезях колпачков или в отверстиях ситчатых колонн, которая может быть определена по формуле

$$\omega_0 = a \sqrt{\frac{\rho_{ж}}{\xi \rho_{г}}} l, \quad (7.50)$$

где a — коэффициент, равный 3,13 для колпачковых тарелок и 2,1 — для ситчатых тарелок; ξ — коэффициент сопротивления, имеющий следующие значения для различных тарелок:

Тарелки	Коэффициент сопротивления
Колпачковые	4,5—5
Ситчатые с живым сечением прорезей:	
$\xi = 0,07 \div 0,1$;	$\sim 1,8$
$\xi = 0,15 \div 0,2$;	$\sim 1,4$
Провальные (решетчатые)	1,4—1,5

$\rho_{ж}$ и $\rho_{г}$ — плотность жидкости и газа, кг/м³; l — высота прорези в колпачках или высота слоя жидкости на тарелке (для ситчатых тарелок), м.

Скорость газа или пара в свободном сечении колонны ω определяется через ω_0 из соотношения

$$\omega = \varphi \omega_0, \quad (7.51)$$

где $\varphi = 0,07 \div 0,2$ — относительное проходное сечение прорезей или отверстий, равное отношению их общей площади на одной тарелке к площади поперечного сечения колонны.

Гидравлическое сопротивление барботажных тарелок, Δp_a , определяется суммой сопротивлений; Δp_1 — сухой тарелки, Δp_2 — столба жидкости на тарелке и Δp_3 — сил поверхностного натяжения жидкости:

$$\Delta p_T = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3. \quad (7.52)$$

Сопротивление сухой тарелки определяется по формуле

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\rho_{г} \omega_0^2}{2}. \quad (7.53)$$

Сопротивление столба жидкости:
на колпачковой тарелке

$$\Delta p_2 = 1,3 m \rho_{ж} \left(e + \frac{l}{2} + \Delta h \right), \quad (7.54)$$

на ситчатой тарелке

$$\Delta p_2 = 1,3 m \rho_{ж} (h_{п} + \Delta h), \quad (7.55)$$

где кроме ранее принятых обозначений m — отношение

плотности пены к плотности чистой жидкости (принимают равным 0,5); e — разность высот между верхним краем прорези и сливным порогом (рис. 7.15), м; l — высота прорези или верхнего среза отверстия, м; $h_{\text{п}}$ — высота сливного порога, м; Δh — высота уровня жидкости над сливным порогом, м.

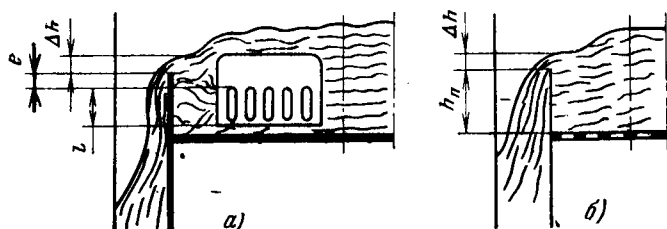


Рис. 7.15. К расчету сопротивления столба жидкости.
а — на колпачковой тарелке; б — на ситчатой тарелке.

Величина Δh , м, определяется по формуле

$$\Delta h = \left(\frac{V_{\text{ж}}}{1,85\Pi m} \right)^{2/3}, \quad (7.56)$$

где $V_{\text{ж}}$ — объемный расход жидкости, м³/с; Π — периметр сливной перегородки или суммарный периметр переливных труб на одной тарелке, м.

Сопротивление Δp_3 , Па, вызываемое силами поверхностного натяжения, определяется уравнением

$$\Delta p_3 = 4\sigma/d, \quad (7.57)$$

где σ — поверхностное натяжение, Н/м; d — диаметр отверстий в ситчатой тарелке или эквивалентный диаметр прорези в колпачковой тарелке, м.

Для колпачковых тарелок принимают $\Delta p_3 = 0$.

Гидродинамика и гидравлическое сопротивление решетчатых (провальных) тарелок рассматриваются в [7, 53, 54].

7.7. РАСЧЕТ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН И ОПТИМИЗАЦИЯ ИХ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

Методика расчета ректификационных колонн на ЭВМ построена на математических методах решения системы уравнений, описывающих процесс разделения. Решение нелинейных уравнений осуществляется методами Тилле

и Геддеса или Льюиса — Маттесона. В первом случае независимыми переменными являются температуры и материальные потоки на всех тарелках, во втором — полный состав одного из компонентов. Наибольшее применение в расчетах нашел метод Тилле и Геддеса, где в основу сходимости уравнений положен метод итераций (метод последовательных приближений) или метод Ньютона.

При использовании математической модели, основанной на теоретических тарелках, система балансовых уравнений для заданных по тарелкам значений температур становится линейной относительно составов. В этом случае применяются матричные методы решения систем линейных уравнений с последующей коррекцией распределения температур.

При моделировании процесса ректификации методом числа единиц переноса решение системы уравнений производится способом потарелочного расчета, суть которого состоит в том, что расчет начинают от верха колонны или от кипятильника и выполняют до тех пор, пока на какой-то тарелке полученный состав не будет соответствовать составу исходной смеси — для схем, представленных на рис. 7.1, а, б, или же составу x_w , x_0 — для схемы по рис. 7.1, в.

Рассмотрим расчет числа тарелок по схеме (на рис. 7.1, в) в ректификационной колонне для бинарной смеси [26]. При составлении математической модели примем следующие допущения: исходная смесь подается в колонну при температуре кипения; жидкость (пар) на тарелках колонны находится при температуре кипения (насыщения); потоки пара и жидкости, а также давление по высоте секций колонны постоянны; флегма поступает в колонну при температуре кипения; в зоне массообмена на тарелках осуществляется идеальное перемешивание жидкости и идеальное вытеснение пара.

Математическое описание колонны, представленной на рис. 7.3, для разделения бинарной смеси состоит из уравнений общего материального баланса колонны, уравнений материального баланса для произвольного сечения колонны по низкокипящему компоненту и уравнения, описывающего парожидкостное равновесие.

Блок-схема расчета числа тарелок ректификационной колонны приведена на рис. 7.16. Ниже дано описание блоков.

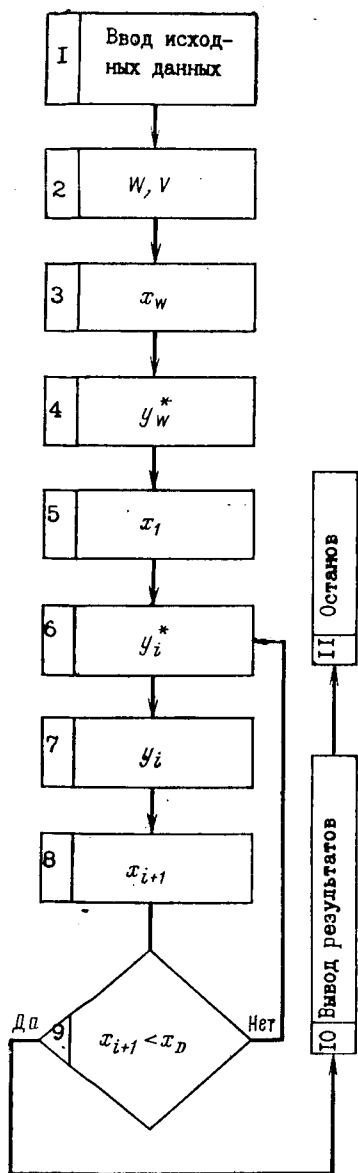


Рис. 7-16. Блок-схема расчета ректификационной колонны на ЦВМ.

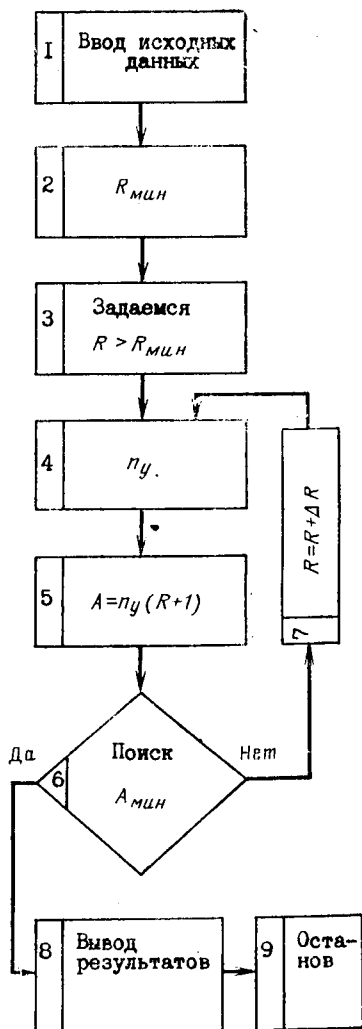


Рис. 7.17. Блок-схема для определения оптимального флегмового числа R_{opt} на ЭВМ.

Блок 1. Исходные данные: F — количество исходного раствора; x_f — состав исходного раствора; D — количество отбираемого дистиллята; R — количество подаваемой флегмы; a — коэффициент относительной летучести; x_D — состав дистиллята.

Блок 2. Определение кубового продукта W и количества пара в колонне V производится по формулам материального баланса:

$$W = F - D; \quad (7.58)$$

$$V = R + D. \quad (7.59)$$

Блок 3. Определение x_w производится из покомпонентного баланса колонны:

$$F x_f - W x_w - D x_D = 0. \quad (7.60)$$

Блок 4. Определение равновесного значения концентрации низкокипящего компонента в паровой фазе куба:

$$y^* w = \frac{a x_w}{1 + (a - 1) x_w}. \quad (7.61)$$

Блок 5. Определение состава жидкости x_1 на первой (снизу) тарелке из уравнения материального баланса для куба колонны:

$$(R + F) x_1 - V y^* w - W x_w = 0. \quad (7.62)$$

Блок 6. Определение равновесного значения концентрации низкокипящего компонента y^*_i в паровой фазе:

$$y^*_i = f(x_i), \quad (7.63)$$

которая задается аналитическим выражением, например при постоянстве давления в колонне может быть использовано соотношение (7.61).

Блок 7. Определение состава пара y_i , уходящего с i -й тарелки, осуществляется по формуле

$$y_i = y_{i-1} + \left[1 - \exp\left(-\frac{k_y}{V}\right) \right] (y^*_i - y_{i-1}), \quad (7.64)$$

где k_y — коэффициент массопередачи в паровой фазе.

Блок 8. Определяется состав жидкости на вышерасположенной тарелке. Этот блок представляет собой отдельную подпрограмму, в которой при $x_{i+1} \leq x_f$ расчет ведут по зависимости (исчерпывающая часть колонны)

$$x_{i+1} = \frac{V}{R + F} y_i + \frac{W}{R + F} x_w, \quad (7.65)$$

при $x_{i+1} > x_f$ — по зависимости (укрепляющая часть колонны)

$$x_{i+1} = \frac{V}{R} y_i + \frac{W}{R} x_w - \frac{F}{R} x_f. \quad (7.66)$$

Блок 9. Производится проверка величины x_{i+1} . Если она меньше x_D , то производится расчет состава компонентов на следующей тарелке, если равна или больше, то переходят к блоку 10.

Блок 10. Вывод на печать результатов расчета. В тех случаях, когда необходимо рассчитать температуру кипения жидкости

как функцию состава на каждой тарелке, в систему уравнений математического описания необходимо включить соотношение

$$t=f(x). \quad (7.67)$$

Б л о к 11. Останов, т. е. окончание расчета.

Оптимизация параметров и режимов работы ректификационных колонн приводит к более сложным математическим описаниям, реализация которых осуществляется путем составления отдельных подпрограмм в общем алгоритме расчета колонн.

При проектировании колонн обычно оптимизируют распределение концентраций, температур и давлений по высоте колонны, рабочее флегмовое число, количество подводимой теплоты, эксплуатационные затраты и т. д.

В качестве примера рассмотрим определение оптимального флегмового числа. За основу расчета возьмем метод, предложенный А. Н. Плановским, который основан на наличии пропорциональности между высотой колонны и числом единиц переноса n_y , с одной стороны, и между поперечным сечением колонны и расходом пара, определяемым как $(R+1)$, с другой стороны. Величину оптимального флегмового числа получают из функции

$$n_y(R+1)=f(R). \quad (7.68)$$

Расчет можно производить графически или с помощью ЭВМ. Блок-схема представлена на рис. 7.17.

Принята следующая последовательность расчета:

рассчитывается $R_{\min}$;

задается значение $R > R_{\min}$;

определяется с помощью уравнений (7.12) и (7.63) подынтегральная функция в уравнении

$$n_y = \int_{y_D}^{y_w} \frac{1}{y - y^*} dy; \quad (7.69)$$

определяются n_y и $A = n_y(R+1)$;

производится поиск величины $A_{\min}$, соответствующей $R_{\min}$; при $A \neq A_{\min}$ присваивается новое значение R и расчет повторяется.

УСТАНОВКИ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕНА С ПОДВИЖНОЙ ГРАНИЦЕЙ РАЗДЕЛА ФАЗ

8.1. ПРОЦЕССЫ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ХИМИЧЕСКИХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ

Среди технологического оборудования особое место занимают аппараты, в которых протекают химические и физико-химические реакции. К таким аппаратам относятся реакторы, колонны синтеза, контактные аппараты и другое оборудование, работающее под избыточным давлением или под вакуумом. Протекание химических и физико-химических реакций во многих случаях сопровождается тепловыми, массообменными и гидромеханическими процессами. Поэтому такие аппараты снабжаются устройствами для нагрева или охлаждения реакционной массы, приводными мешалками и автоматическими устройствами для управления процессами. В зависимости от характера производственных процессов и степени автоматизации реакционные аппараты могут работать периодически или непрерывно.

Для выбора размеров и устройства реакционной аппаратуры определяют массовые потоки перерабатываемых веществ и составляют материальные балансы всех операций и процессов. Представим протекание химической реакции в общем виде:



Обозначим массовые доли компонентов, участвующих в химической реакции, m_A, m_B, m_C, m_D и их молекулярные массы M_A, M_B, M_C, M_D . Согласно стехиометрическому уравнению можно написать:

$$m_A M_A + m_B M_B = m_C M_C + m_D M_D. \quad (8.2)$$

Тогда расход реагента B можно определить по формуле

$$G_B = G_A \frac{m_B M_B}{m_A M_A}. \quad (8.3)$$

Выход продукта G_C составит:

$$G_C = G_A \frac{m_C M_C}{m_A M_A} \eta, \quad (8.4)$$

где η — коэффициент выхода продукции $\eta \leq 1$.

Отходы продуктов химической реакции D определяются из выражения

$$G_D = G_A \frac{m_D M_D}{m_A M_A}. \quad (8.5)$$

В химических процессах редко встречаются компоненты в чистом виде. Обычно применяемое сырье и реагенты содержат некоторую часть примесей или находятся в растворенном состоянии. В таких случаях материальный баланс химических реакций составляют по выходу основного продукта.

Обозначим:

x_1 — концентрация компонента A в сырье, %;

x_2 — концентрация компонента B в реагенте, %;

x_3 — концентрация компонента C в продукте, %.

Тогда ход химической реакции можно выразить следующим выражением:

$$\frac{m_A M_A \cdot 100}{x_1} + \frac{m_B M_B \cdot 100}{x_2} \rightarrow \frac{m_C M_C \cdot 100}{x_3} \eta. \quad (8.6)$$

При заданной производственной программе G , т/год, можно вычислить суточную производительность, кг/сут:

$$G_{\text{сут}} = \frac{1000 G x_3}{z \cdot 100}, \quad (8.7)$$

где z — число дней работы оборудования в году.

После определения суточной производительности задаются числом аппаратов n для определения объема аппарата

$$G_a = G_{\text{сут}} / n. \quad (8.8)$$

Объем, занимаемый продуктом в реакционном аппарате, определяют по формуле

$$V_p = G_a / \rho, \quad (8.9)$$

где ρ — плотность реакционной массы.

Для непрерывных процессов объем реакционной массы в аппарате определяют из выражения

$$V_p^n = \frac{G_a}{24\rho} \tau. \quad (8.10)$$

На практике принимают объем реакционной аппаратуры несколько большим, чем объем реакционной массы, т. е. в аппарате необходимо иметь свободное пространство на подъем массы в процессе перемешивания

и пенообразования. Поэтому в расчет вводится коэффициент заполнения аппарата ϕ , величина которого принимается:

$\phi=0,75 \div 0,85$ — для химических реакций, не вызывающих значительных колебаний уровня массы в аппарате;

$\phi=0,45 \div 0,6$ — для химических реакций с интенсивным перемешиванием или пенообразованием.

Полный объем аппарата, m^3 , составит:

$$V_a = V_p / \phi. \quad (8.11)$$

Выбирают основные размеры аппарата по полученному расчетом объему аппарата.

Тепловой баланс составляют с целью определения расхода теплоносителя для обработки реакционной массы G_i в заданный промежуток времени. Тепловой баланс для химически реагирующих сред выражается уравнением

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (8.12)$$

где Q_1 — физическая теплота, вносимая в аппарат с химическими веществами и сырьем;

$$Q_1 = \sum G_i c_i t_i;$$

Q_2 — количество теплоты, вносимой теплоносителем для проведения химической реакции:

при нагревании паром и расходе G_{π}

$$Q_2 = G_{\pi} i_{\pi},$$

при охлаждении водой и расходе G_x

$$Q_2 = G_x c_x (t_k - t_n);$$

Q_3 — количество теплоты, выделяющейся в результате химической реакции при обработке массы G_i :

$$Q_3 = G_i \frac{1000}{M_B} q_p \eta.$$

Здесь q_p — теплота химической реакции, выделяющаяся при физико-химических превращениях или в процессе химической реакции и приходящаяся на массу вещества, Дж/моль;

Q_4 — количество теплоты, удаляемой в процессе вывода продуктов реакции из аппарата в количестве $G_{\text{пр}}$:

$$Q_4 = G_{\text{пр}} c_{\text{пр}} t_{\text{пр}};$$

нии газообразной смеси с абсорбентом. По характеру контакта фаз абсорберы можно разделить на поверхностные, пленочные, барботажные и распыливающие. Основные характеристики таких аппаратов изложены в гл. 5.

Для процессов абсорбции переменными являются: температура, давление и концентрация (состав) компонента в обеих фазах. Зависимость между составом газа и составом жидкости в процессах абсорбции выражается законом Генри:

$$p_A = E x_A, \quad (8.19)$$

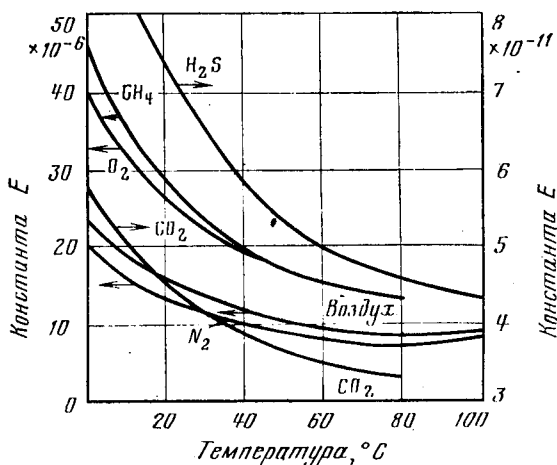


Рис. 8.1. Зависимость константы растворимости газов в воде от температуры.

где p_A — парциальное давление абсорбируемого газа в смеси над жидкостью, Н/м²; x_A — содержание газового компонента в жидкости, кг/кг; E — коэффициент пропорциональности (константа Генри), имеющий размерность давления и характеризующий растворимость газов в жидкости, зависящую от свойств растворенного газа и поглотителя, а также от температуры (рис. 8.1).

Аналогичная зависимость от температуры с некоторым приближением может быть выражена уравнением

$$\ln E = C - \frac{q}{RT}, \quad (8.20)$$

где q — теплота растворения газа, Дж/кмоль; R — газовая постоянная, Дж/(кмоль·К); C — опытная постоянная.

Зная парциальное давление газового компонента в газовой смеси, можно найти ее объемную концентрацию, кг/м³:

$$x = M_{\phi} p_A / RT, \quad (8.21)$$

где M_{ϕ} — молекулярная масса компонента, кг/кмоль; T — температура газа, К.

Чем выше парциальное давление газового компонента в газовой среде над жидкостью, тем большее его количество может раствориться в жидкости. С повышением температуры растворимость газа в жидкости понижается. Растворимость газа в жидкости зависит от природы и характеристики жидкости. По истечении некоторого времени между жидкостью и газом устанавливается равновесное состояние, при котором в жидкость будет поступать из газовой среды и из жидкости будет выделяться в газовую среду одинаковое количество газообразного компонента. Количество жидкости, которое требуется для растворения данного количества газообразного компонента, определяется на основании материального баланса и экспериментальных данных. Растворение газового компонента в жидкости, как правило, сопровождается выделением теплоты, которую необходимо отводить, чтобы поддерживать процесс абсорбции. Для этого в абсорберах устанавливают специальные поверхностные охладители.

Количество теплоты, выделяющейся при абсорбции, может быть найдено по формуле

$$Q_{аб} = q_p L (x_k - x_n), \quad (8.22)$$

где q_p — удельная теплота растворения газа в пределах изменения концентрации в жидкости ($x_k - x_n$), кДж/кг; L — количество абсорбента, кг.

Для абсорбции применяются колонны с насадкой (см. гл. 7).

Q_5 — количество теплоты, расходуемой на обогрев корпуса аппарата с массой G_a :

$$Q_5 = G_a c_a (t_k - t_n);$$

Q_6 — потери теплоты в окружающую среду:

$$Q_6 = \alpha_k F (t_{ст} - t_0).$$

Здесь α_k — коэффициент теплоотдачи от стенки аппарата в окружающую среду. При температуре стенок меньше $t_{ст} \leq 150^\circ\text{C}$ коэффициент теплоотдачи, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \times \text{K})$, можно рассчитать по эмпирической формуле

$$\alpha_k = 9,7 + 0,007 (t_{ст} - t_0).$$

Тепловой эффект химической реакции определяют на основе закона Гесса, по которому эффект равен сумме теплот образования продуктов реакции за вычетом теплот образования исходных веществ:

$$q_p = \sum q_{o.пр} - \sum q_{o.исх.} \quad (8.13)$$

Тепловой эффект химической реакции определяют в каждом отдельном случае опытным путем.

Рассмотрим некоторые физико-химические свойства веществ, встречающиеся в тепловых расчетах. Теплота парообразования жидких веществ, $\text{кДж}/\text{кг}$, определяется по формуле Клаузиуса — Клапейрона

$$r = \frac{19,171 \text{г} \frac{p_2}{p_1}}{\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) M}, \quad (8.14)$$

где p_1, p_2 — упругость пара жидкости при температуре T_1 и T_2 соответственно; M — молекулярная масса испаряемой жидкости, $\text{кг}/\text{моль}$.

Если известна температура кипения жидкости, то для определения теплоты парообразования жидкостей, $\text{кДж}/\text{кг}$, можно применить формулу Нернста:

$$r = \frac{T_k (39,81 \text{г} T_k + 0,029 T_k)}{M}, \quad (8.15)$$

где T_k — температура кипения испаряемой жидкости, K .

Теплота парообразования неполярных жидкостей при атмосферном давлении, $\text{кДж}/\text{кг}$, приближенно может быть определена по формуле Трутона:

$$r = k \frac{T_k}{M}, \quad (8.16)$$

где M — молекулярная масса жидкости, кг/кмоль; k — постоянная величина, для большинства соединений

$$k=83,8+92,2 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Для определения теплоты плавления твердого вещества, кДж/кг, применяют формулу Вальдена

$$q_{\text{пл}}=56,5T_{\text{пл}}/M, \quad (8.17)$$

где $T_{\text{пл}}$ — абсолютная температура плавления, К.

Температуру плавления можно определить из зависимости Лоренца $k_{\text{пл}}=T_{\text{пл}}/T_{\text{к}}$.

Для органических соединений $k_{\text{пл}}=0,58$ и для неорганических $k_{\text{пл}}=0,72$. Согласно правилу Трутона зависимость между теплотой парообразования и теплотой плавления органических соединений выражается формулой

$$\frac{q_{\text{исп}}}{q_{\text{пл}}}=\frac{92,2T_{\text{к}}}{56,5T_{\text{пл}}}=1,64 \frac{1}{k_{\text{пл}}}. \quad (8.18)$$

8.2. АБСОРБЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

А б с о р б ц и я — процесс избирательного поглощения отдельных газов или паров из газообразных смесей жидкими поглотителями (абсорбентами). Для абсорбции какого-либо газа необходимо применять определенную жидкость (абсорбент). При абсорбции поглощаемый газ не взаимодействует химически с поглощающей жидкостью. Изменяя условия ведения процесса, например подводя к поглотителю теплоту, можно из жидкости выделить поглощенный газ, т. е. провести процесс десорбции.

Сочетание процессов абсорбции и десорбции позволяет многократно использовать абсорбент и получать в чистом виде выделяющийся при десорбции газ или пар. Поглощение газов или паров из смеси твердыми веществами называют **а д с о р б ц и е й**.

Все эти процессы широко используются для очистки, осушки газов и жидкостей, осветления растворов и разделения газовых смесей на компоненты. Процессы абсорбции применяются для очистки газовых выбросов и улавливания вредных паров во избежание попадания их в атмосферу.

Процесс абсорбции осуществляется на поверхности раздела фаз, т. е. при непосредственном соприкоснове-

Обозначим массовые скорости фаз: жидкости — L , газовой — G , содержание в них распределяемого компонента — x и y .

Допустим, что рабочая концентрация y распределенного компонента в газовой фазе выше его равновесной концентрации y^* ($y > y^*$), т. е. компонент будет переходить из газовой в жидкую фазу.

Для бесконечно малого элемента (рис. 8.2) фазового контакта составим уравнение материального баланса

$$dM_{\phi} = -Gdy = Ldx. \quad (8.23)$$

Интегрируя это уравнение в заданных пределах концентраций распределяемого компонента от y_n до y_k и от x_n до x_k , получаем:

$$M_{\phi} = -G \int_{y_n}^{y_k} dy = L \int_{x_n}^{x_k} dx$$

или

$$M_{\phi} = G(y_n - y_k) = L(x_k - x_n). \quad (8.24)$$

Из уравнения (8.24) находим соотношение между потоками фаз

$$L = G \frac{y_n - y_k}{x_k - x_n}. \quad (8.25)$$

Удельный расход абсорбента, кг/кг:

$$m = \frac{L}{G} = \frac{y_n - y_k}{x_k - x_n}. \quad (8.26)$$

Для любого произвольно взятого сечения абсорбера выше линии MN (рис. 8.2) из уравнения (8.24) можно найти концентрацию абсорбируемого газа:

$$y = \frac{L}{G} x + y_k - \frac{L}{G} x_n. \quad (8.27)$$

Для установившегося процесса абсорбции величины G , L , y_k , x_n известны, поэтому можно обозначить

$$y_k - \frac{L}{G} x_n = B; \quad \frac{L}{G} = A,$$

тогда уравнение (8.27) получит вид:

$$y = Ax + B. \quad (8.28)$$

Это уравнение показывает, что концентрации абсорбируемого газа в фазах G и L , как и в ректификационных колоннах (см. гл. 7), связаны линейной зависимостью.

Уравнение (8.28) представляет собой прямую линию с тангенсом угла наклона, равным m , которое характеризует изменение концентрации газового компонента по высоте аппарата. Такую линию называют рабочей линией процесса массопередачи.

Для рассматриваемого элемента поверхности контакта фаз dF скорость процесса массопередачи выражается зависимостью (7.18). Далее расчет абсорбционных колонн ведут аналогично расчету ректификационных колонн с насадкой (см. гл. 7).

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ ТЕПЛОВОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ

9.1. СПОСОБЫ ПОЛУЧЕНИЯ ХОЛОДА

Холодильные установки по принципу получения холода делятся на три группы: компрессионные, абсорбционные и парожекторные.

Принцип работы компрессионных машин основан на сжатии хладагентов компрессором для их конденсации и последующего дросселирования с целью получения холода.

Абсорбционные машины работают с хладагентами, поглощаемыми особыми веществами — абсорбентами с последующим их выпариванием и конденсацией при более высоком давлении. Холод получают в таких машинах путем дросселирования.

Парожекторные холодильные машины работают на воде, которую испаряют при низком давлении, создаваемом струйным аппаратом (эжектором).

Промышленные холодильные установки работают в пределах низких температур — от 293 до 120 К.

Установки с более низкой температурой относятся к криогенной технике для получения аргона, водорода, гелия и других газов.

Термодинамические основы получения искусственного холода излагаются в специальной литературе [8, 37, 46].

Настоящая глава посвящена методике расчета и проектированию промышленных холодильных установок, в которых получение холода основано на базе потребления теплоты различных теплоносителей.

Рациональное проектирование современных холодильных установок охватывает как их технологические схемы, так и аппараты и элементы, входящие в них. В настоящее время расчет холодильных установок целесообразно проводить на ЭВМ. Основные этапы расчета показаны на блок-схеме (см. рис. 9.13), каждый элемент которой может являться отдельной подпрограммой и решаться самостоятельно.

9.2. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ПОЛУЧЕНИЯ ХОЛОДА

Из сопоставления схем компрессионных пароэжекторных и абсорбционных холодильных установок можно заметить, что принципиально во всех типах установок есть одни и те же узлы: конденсатор хладагента, дроссельный вентиль, испаритель, нагнетательное устройство или повыситель потенциала хладагента.. В компрессионной установке — это поршневой или турбокомпрессор, в пароэжекторной — струйный эжектор, в абсорбционной установке роль компрессора выполняет комплекс из абсорбера, жидкостного насоса, генератора и вспомогательного дроссельного вентиля (в некоторых схемах с промежуточным теплообменником).

Для оценки холодопроизводительности холодильных установок, выпускаемых заводами, имеются утвержденные Международным институтом холода уровни температур как «нормальные» условия работы холодильной машины: это температура испарения — 15°C , температура конденсации $+30^{\circ}\text{C}$, температура переохлаждения $+25^{\circ}\text{C}$ при засасывании компрессором сухого насыщенного пара хладагента.

Для холодильных установок, работающих по обратному циклу Карно, холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_0/A = T_0/(T_k - T_0). \quad (9.1)$$

Чем больше значение холодильного коэффициента, тем экономичнее установка — это означает, что при той же затрате работы A можно получить большую холодопроизводительность q_0 , или при том же значении q_0 потребуется меньше затратить энергии для работы компрессора.

Холодильным коэффициентом (или тепловым коэффициентом) пароэжекторных холодильных установок называют отношение количества теплоты q_0 , отнимаемой 1 кг воды у охлаждаемого объекта, к количеству теплоты q_T , затрачиваемой на получение 1 кг свежего пара

$$\varepsilon = q_0/q_T. \quad (9.2)$$

Значение его лежит в пределах 0,7—0,8.

Энергетическим показателем абсорбционной холодильной установки является отношение количества теплоты, воспринимаемой рабочим телом в испарителе (холодопроизводительность q_0), к количеству теплоты,

затраченной в генераторе q_2 , т. е.

$$\varepsilon_a = q_0/q_2. \quad (9.3)$$

Холодильный коэффициент для абсорбционных установок принято называть тепловым коэффициентом.

К показателям холодильных установок относится степень их термодинамического совершенства, т. е. отношение холодильного коэффициента теоретического холодильного цикла ε к холодильному коэффициенту обратного цикла Карно ε_k (при сравнении их в одинаковых температурных интервалах). Чем выше отношение $\varepsilon/\varepsilon_k$, тем экономичнее работает холодильная установка. Для большинства хладагентов это отношение при $t_k = +30^\circ\text{C}$ и $t_0 = -15^\circ\text{C}$ имеет значения в пределах 0,82—0,84.

Сравнение экономичности холодильных установок следует делать не только по количеству, но и по качеству затраченной энергии, имея в виду электрический привод компрессоров, или проводить сравнение холодопроизводительностей q_0 по расходу теплоты топлива, затрачиваемого на производство подводимой к холодильной установке энергии. Приведенный (к теплоте топлива) холодильный коэффициент абсорбционной установки при температурах от -15 до -20°C всегда окажется выше, чем такой же коэффициент парокомпрессионной установки. Поэтому абсорбционные установки бывают более выгодными часто не только при использовании пара из отборов турбин, но и при снабжении их теплом пара непосредственно из котлов.

Выбор того или иного типа холодильной установки должен производиться с учетом таких факторов, как простота конструкций и надежность основного оборудования, удобство и безопасность обслуживания, возможность применения автоматизированной системы управления (АСУ), оптимальные габариты помещения и т. д.

Современные абсорбционные холодильные установки с одноступенчатым сжатием могут обеспечить на базе дешевой тепловой энергии холод до -50°C , что практически недостижимо в обычных одноступенчатых компрессионных установках.

По приведенным расчетам [8] затраты на сооружение и обслуживание абсорбционных и компрессионных холодильных установок можно считать примерно оди-

наковыми. Получение холода с температурой кипения аммиака -50°C на базе использования отборного пара от ТЭЦ в энергетическом отношении более выгодно, чем в компрессионной машине, работающей даже при температуре кипения аммиака -35°C .

Выбор наиболее целесообразного способа получения холода должен решаться при проектировании холодильной установки на основе энергетического критерия оптимальности, выраженного через расходы условного топлива во всем комплексе энергетического хозяйства предприятия, вместе с проведением сравнительной калькуляции себестоимости производства холода (трудозатраты, стоимость электроэнергии для приводов, стоимость воды, греющего пара или топлива, затраты на хладагент, смазку, амортизацию, текущий ремонт). Квалифицированно выполненная калькуляция себестоимости холода с одновременной оценкой капитальных затрат может дать правильное решение для выбора типа холодильной установки.

Несмотря на широкое распространение компрессионных паровых холодильных установок, в новых крупных производственных комплексах с большим потреблением теплоты, холода и электроэнергии предпочтение должно быть отдано абсорбционным холодильным установкам, преимущества которых особенно велики при использовании вторичных энергоресурсов (пара из отборов турбин, из установок испарительного охлаждения, горячей воды, дымовых газов технологических агрегатов), и при необходимости следует вести охлаждение до -50°C (когда компрессионные установки должны быть двухступенчатыми). Для абсорбционных холодильных машин требуются меньшие приведенные затраты и менее сложное оборудование (отсутствуют компрессоры). В таких установках единственным узлом с движущимися частями является насос для водоаммиачного раствора. Самой выгодной может быть схема абсорбционной холодильной установки с использованием горячей воды, тепловых потоков, выходящих из абсорбера, и конденсатора для технологических нужд предприятия.

По [46] сопоставление капитальных вложений в абсорбционных и компрессионных установках позволяет руководствоваться следующими рекомендациями.

1. При температуре испарения -5°C капитальные вложения на абсорбционную и компрессионную установ-

ки примерно равны. Для малой производительности абсорбционные установки более дороги.

2. При температуре испарения -15°C абсорбционные установки на базе источника теплоты в виде пара в $0,3\text{—}0,6$ МПа дают экономию капиталовложений по сравнению с компрессионными.

3. При температуре испарения -25°C и ниже абсорбционные установки, потребляющие пар в $0,3\text{—}0,6$ МПа, тем экономичнее по капитальным затратам, чем больше их холодопроизводительность.

4. Охлаждение (среды) до температур около $+5^{\circ}\text{C}$ и выше целесообразно проводить с помощью парозежекторных холодильных установок. Парозежекторные установки просты в изготовлении, значительно компактнее абсорбционных и компрессионных установок и менее металлоемки. Достоинства парозежекторных холодильных установок — их взрывобезопасность (отсутствие электропривода и движущихся узлов и деталей) и безвредность.

В парозежекторных холодильных установках в качестве рабочего тела используется вода, имеющая ряд достоинств как хладагент. Вода обладает высокой теплотой парообразования (почти в 2 раза больше, чем у аммиака, и в 10 раз больше, чем у углекислого газа), безвредна, безопасна и дешева. Однако вода имеет и недостатки. Так, для получения температуры $t_0=0^{\circ}\text{C}$ водяной пар должен иметь давление в испарителе $p_{\text{и}}=0,0006$ МПа при большом удельном объеме $v_{\text{и}}=206$ м³/кг. Вода может быть использована только выше тройной точки ($0,01^{\circ}\text{C}$). При снижении температуры вода превращается в лед. Расход воды для конденсации пара, выходящего из эжектора, очень велик, что может быть существенным ограничением в применении парозежекторных холодильных установок. К недостаткам можно отнести и неудобство в регулировании холодопроизводительности, которое можно проводить только путем пуска и отключения части параллельно работающих главных эжекторов.

9.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПАРОЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Конструктивные элементы парозежекторных холодильных установок

Парозежекторные холодильные установки отличаются почти полным отсутствием движущихся механизмов. По-

этому они применяются для получения и поддержания низких температур во взрывоопасных помещениях. Такие установки применяются для кондиционирования воздуха в больших зданиях и в горячих цехах заводов, для умеренного охлаждения воды, в производстве и хранении фруктовых соков, безалкогольных напитков и т. д.

В цикле пароструйной холодильной установки в качестве рабочего тела — хладагента используют чаще всего воду, перемещаемую по системе струйным аппаратом — паровым эжектором, в котором используют в качестве рабочего вещества водяной пар.

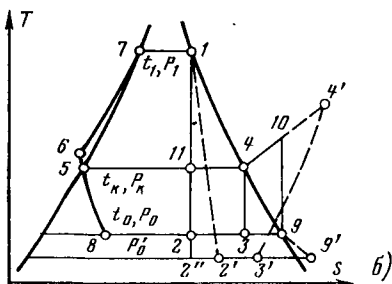
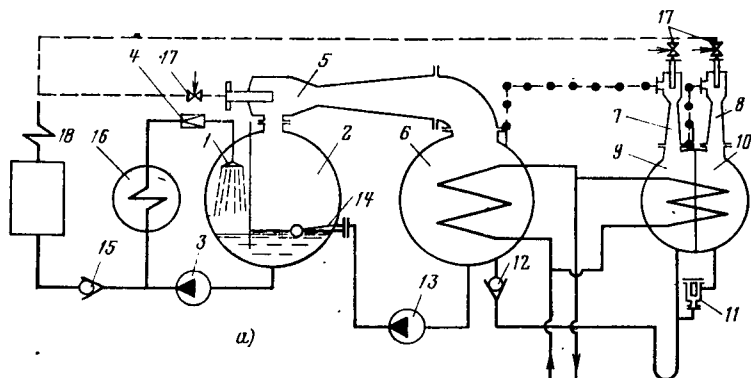


Рис. 9.1. Принципиальная схема (а) и цикл пароструйной холодильной установки в T - s -диаграмме (б).

В пароструйном эжекторе соединены процессы расширения и сжатия пара, следовательно, по характеру рабочих процессов пароструйный эжектор аналогичен агрегату турбина — компрессор.

Принципиальная схема установки, в которой с помощью пароструйного эжектора соединены прямой и обратный циклы системы теплового двигателя и холодильной установки, и цикл ее в T - s -диаграмме показаны на рис. 9.1.

Рабочим веществом в установке служит вода. Для получения температуры ниже 0°C можно применять водные растворы поваренной соли или хлористого кальция.

Пароэжекторные холодильные установки, в которых хладагентом служит вода, могут работать по одной из двух распространенных схем: с поверхностными или со смесительными конденсаторами.

Принцип работы установки по схеме с поверхностным конденсатором (рис. 9.1,а) следующий. От потребителя холода 16 подогретая вода поступает через дроссельный вентиль 4 и разбрызгивающее устройство 1 в испаритель 2. Вследствие непрерывного отсоса образующегося холодного пара главным эжектором 5 в испарителе поддерживается давление насыщения, соответствующее температуре выходящей из испарителя холодной воды. При испарении части воды температура ее снижается.

Охлажденная вода перекачивается насосом 3 к потребителю холода 16, там нагревается, отнимая теплоту от объектов охлаждения, после чего через дроссельный вентиль 4 возвращается в испаритель. Холодный пар отсасывается из испарителя главными эжекторами с помощью инжектирующего рабочего пара, поступающего из котла 18 или из отбора турбины через регулирующий вентиль 17.

Рабочий пар расширяется в сопле и поступает в камеру смешения главного эжектора. Давление рабочего пара за соплом оказывается несколько меньшим давления насыщения в испарителе, вследствие чего в приемную камеру эжектора подсасывается холодный пар из испарителя.

Скорость смеси рабочего и холодного пара в диффузоре снижается, и давление ее при этом увеличивается до давления в главном конденсаторе 6. Степень сжатия пара в эжекторе не должна быть большой, так как с ростом давления пара за эжектором увеличивается расход рабочего пара на сжатие смеси, а следовательно, и затраты энергии на производство холода.

Давление конденсации смеси должно быть немного выше давления насыщения, соответствующего температуре охлаждающей воды в трубах конденсатора.

Для поддержания вакуума в главном конденсаторе необходимо удалять из него выделяющийся из пара воздух, что достигают в результате включения в систему

вспомогательных паровоздушных эжекторов первой ступени 7 и второй ступени 8. Паровоздушная смесь нагнетается вспомогательными эжекторами в поверхностные вспомогательные конденсаторы первой ступени 9 и второй ступени 10. В этих конденсаторах пар конденсируется, а воздух из второй ступени конденсатора выбрасывается в атмосферу.

Вследствие разности давлений конденсат из вспомогательных конденсаторов поступает в главный конденсатор. Чтобы исключить перетечку пара и выравнивание давлений, в конденсатопроводах устанавливают поплавковый клапан с водяным затвором 11 и уравнивающий невозвратный клапан 12. Весь образующийся и поступающий извне конденсат перекачивается насосом 13 из главного конденсатора в котельную через невозвратный клапан 15, за исключением небольшой части, направляемой в испаритель через поплавковый дроссельный вентиль 14 для компенсации испарившейся рабочей воды.

Теоретический цикл пароэжекторной холодильной установки на $T-s$ -диаграмме показан на рис. 9.1,б. Рабочий пар из парогенератора адиабатически расширяется в сопле приемной камеры эжектора от точки 1 до точки 2, соответствующей давлению p_0 в испарителе. В камере смешения эжектора рабочий пар смешивается с холодным паром состояния 9 из испарителя.

Смесь, характеризваемая состоянием в точке 3, адиабатически сжимается в диффузоре до точки 4 с давлением p_k , равным давлению в конденсаторе. Затем происходит конденсация пара по линии 4-5. Часть конденсата перекачивается насосом в котел (линия 5-6), где нагревается до температуры кипения (линия 6-7), а затем испаряется (линия 7-1).

Другая часть конденсата, являющаяся активной частью хладагента в цикле, дросселируется от давления испарения p_0 (линия 5-8) и направляется в испаритель. На 1 кг эжектируемого из испарителя холодного пара расходуется a , кг, рабочего пара, т. е.

$$a = G_p / G_n, \quad (9.4)$$

где G_p — количество подаваемого к соплам эжектора рабочего пара, кг/с; G_n — количество отсасываемого из испарителя холодного пара, кг/с; a — коэффициент удельного расхода рабочего пара — величина, обратная коэффициенту инжекции u .

Коэффициент удельного расхода пара в действительном цикле a_d больше, чем в теоретическом, и равен:

$$a_d = a\eta = \frac{G'_p}{G'_n}, \quad (9.5)$$

где $\eta = \xi_d/\xi_0$ — степень совершенства цикла эжекторной холодильной установки; G'_p — расход рабочего пара на главные эжекторы в действительном цикле холодильной установки, кг/с; G'_n — количество холодного пара, отсасываемого из испарителя в действительном цикле холодильной машины, кг/с. Расчетным путем коэффициент

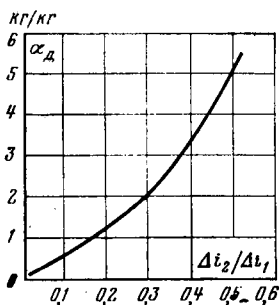


Рис. 9.2. Зависимость коэффициента удельного расхода рабочего пара $a_d = f(\Delta i_2/\Delta i_1)$.

пар — сухой насыщенный.

Зависимость $a_d = f(\Delta i_2/\Delta i_1)$, полученная М. Г. Шумелишским для машин завода «Компрессор» [78], показана на рис. 9.2.

Использование воды в качестве хладагента и хладоносителя в пароэжекторных установках позволяет применять простые и дешевые испарители смесительного типа. Только в отдельных случаях, когда хладоноситель представляет собой отличную от воды жидкость, должны применяться поверхностные испарители. Количество циркулирующей через испаритель воды определяется холодопроизводительностью установки. Часть этой воды (от 0,3 до 1%) превращается в испарителе в пар; в результате испарения вода охлаждается на 3—5°C.

Если холодильная установка имеет замкнутый цикл, то для компенсации потерь воды в результате ее испарения необходимо некоторую ее часть подавать в испаритель.

Влажность отсасываемого из испарителя пара зависит от высоты и объема парового пространства над зеркалом испарения и скорости пара в свободном сечении аппарата. При проектировании испарителей скорость пара в паровом пространстве принимают 8—17 м/с, во всасывающих патрубках эжекторов 60—80 м/с. Во избежание подсоса воздуха давление в водопроводах поддерживается на уровне выше атмосферного. Температура приходящей в испаритель циркулирующей воды выше температуры насыщения, соответствующей давлению в испарителе, вследствие чего после дросселирования вода закипает.

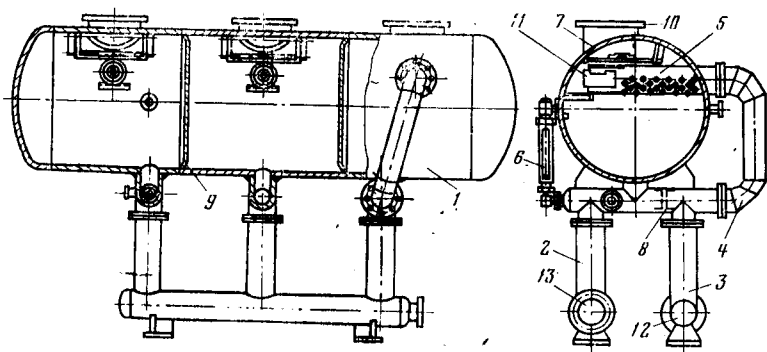


Рис. 9.3. Горизонтальный трехсекционный испаритель завода «Компрессор».

1 — испаритель; 2, 3 — стояки; 4 — колено; 5 — сливная труба; 6 — водоуказательное стекло; 7 — сепаратор; 8 — перегородки; 9 — герметичная перегородка; 10 — патрубок; 11 — переливной наконечник; 12, 13 — коллекторы.

Интенсивность испарения воды в испарителе определяется поверхностью испарения, т. е. суммой поверхности зеркала испарения и поверхности струй или капель, образующихся в водораспределительных устройствах.

На рис. 9.3 показана конструкция горизонтального одноступенчатого трехсекционного испарителя холодильной установки производительностью 300 кВт московского завода «Компрессор». Корпус испарителя 1 разделен перегородками 9 на три секции, каждая из которых с присоединенным к ней через патрубок 10 главным эжектором является самостоятельным испарителем, обеспечивающим холодопроизводительность 100 кВт при тем-

температуре испарения $+5^{\circ}\text{C}$. Числом работающих секций регулируют холодопроизводительность установки.

Размеры испарителя определяют по средней скорости пара в паровом пространстве, принимаемой равной около 10 м/с .

В пароежекторных холодильных установках применяются и вертикальные испарители, которые по принципу работы не отличаются от описанной выше конструкции. Обычно вертикальные испарители применяются в установках с барометрическими конденсаторами.

Рабочий пар повышенного давления поступает в паровую коробку 1 (рис. 9.4), проходит через сетчатый фильтр 2 и с большой скоростью выходит из сопла 5 в камеру всасывания 4. При этом струи рабочего пара увлекают за собой холодный пар, поступающий из испарителя с низким давлением. В соплах происходит преобразование потенциальной энергии рабочего потока в кинетическую, которая передается частично подсасываемому (эжектируемому) потоку. В процессе смешения и движения двух потоков по струйному аппарату происходят выравнивание скоростей смешивающихся потоков и обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию. Давление смешанного потока на выходе из диффузора выше давления эжектируемого потока, поступающего в камеру всасывания.

Устойчивая работа эжектора в холодильной установке обеспечивается в результате того, что строго соблюдается соответствие размеров проточной части диффузора, расхода и давления рабочего и эжектируемого паров расчетным.

Расчет и проектирование эжекторов производят на основе заданных холодопроизводительности и температуры в испарителе и найденных расходов рабочего и эжектируемого паров.

Для максимального использования потенциальной энергии рабочего пара в холодильных машинах применяются эжекторы с соплами Лавала, и поэтому скорость истечения рабочего пара в соплах всегда выше критической.

Критическое сечение f_1 , м^2 , проточной части сопла

$$f_1 = G_p / 100c \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}, \quad (9.6)$$

где G_p — расход рабочего пара, кг/с ; p_1 — давление пара

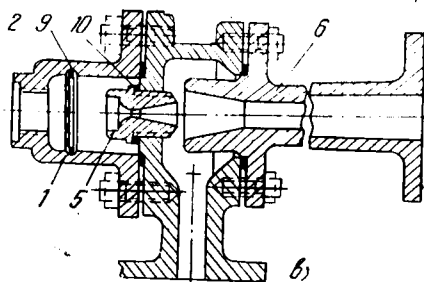
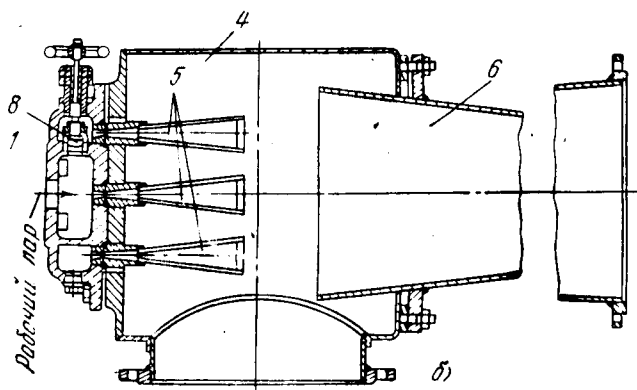
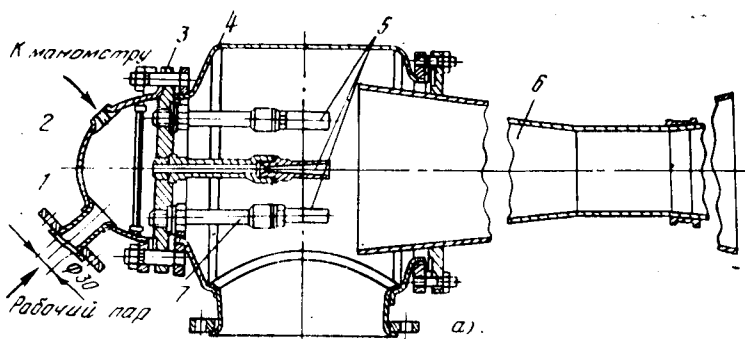


Рис. 9.4. Конструкция главного эжектора завода «Компрессор».
 а — главный эжектор с однополостной паровой коробкой; б — главный эжектор с двухполостной паровой коробкой; в — вспомогательный воздушный эжектор. 1 — паровая коробка; 2 — сетчатый фильтр; 3 — сопловая доска; 4 — камера всасывания; 5 — сопла; 6 — диффузор; 7 — удлинитель сопла.

перед соплом, Па; v_1 — удельный объем пара перед соплом, м³/кг; c — коэффициент, зависящий от качества рабочего пара (для сухого насыщенного пара принимают $c=199$, для перегретого $c=209$).

В расчете промышленных струйных аппаратов можно принимать как для насыщенного, так и для перегретого пара $c=203$.

Выходное сечение f_2 , м², сопла Лаваля равно:

$$f_2 = G_p v''_0 x_2 / w_1, \quad (9.7)$$

где v''_0 — удельный объем насыщенного пара при давлении p_0 , м³/кг; x_2 — степень сухости рабочего пара после адиабатического расширения в сопле от давления p_1 до давления p_0 ; w_1 — скорость рабочего пара после адиабатического расширения на выходе из сопла, м/с.

Скорость выхода рабочего пара из сопла, м/с,

$$w_1 = \varphi_1 \cdot 44,7 \sqrt{i_1 - i_2}. \quad (9.8)$$

Скоростной коэффициент $\varphi_1 = 0,92 \div 0,96$, а тепловой перепад расширения пара находят по i - s -диаграмме.

Давления эжектируемого пара в камере всасывания p и в испарителе p_0 различаются незначительно, и поэтому в практических расчетах давление в испарителе и давление в камере всасывания принимают равными p_0 .

Длину расширяющейся части сопла l можно определить из уравнения

$$l = (d_2 - d_1) / 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (9.9)$$

где d_1 — диаметр критического сечения, м; d_2 — диаметр выходного сечения, м; $\alpha = 6 \div 12^\circ$ — угол раствора конуса.

В парозежекторных холодильных установках допустимы обычно большие степени расширения рабочего пара p_1/p_0 , в связи с этим сопла получаются чрезмерно длинными. Для уменьшения габаритов эжекторов большой производительности их проектируют с соплами, у которых угол раствора конуса может быть от 12 до 20° . По этой же причине в одном эжекторе иногда ставят несколько сопел. Поверхности сопел должны быть обработаны по высокому классу чистоты. Входную часть сопла выполняют или в профиле четверти круга, или в виде конуса.

Конструктивная форма камеры всасывания выполняется различной, однако камера должна быть настоль-

ко свободной, чтобы не создавать дополнительных сопротивлений на пути эжектируемого пара. Размеры камеры можно определить сообразно диаметру патрубка для эжектируемого пара, который равен обычно диаметру патрубка испарителя, принимаемому по скорости пара в нем в пределах 60—80 м/с.

В эжекторах холодильных машин рабочий пар расширяется в сопле до давления ниже критического, и его скорость за соплом превышает скорость звука. Из теории расчета струйных аппаратов [64] известно, что диффузор должен иметь в таких случаях вначале форму сужающегося конуса, где происходит смешение рабочего и эжектируемого потоков, далее небольшую цилиндрическую часть для выравнивания поля скоростей по сечению диффузора, а затем расширяющуюся часть, где происходит превращение кинетической энергии в потенциальную.

Рабочий диапазон температур испарения и конденсации в эжекторной холодильной установке таков, что отношение давлений $p_0/p_k < 0,577$, т. е. меньше критического значения для сухого насыщенного пара. Поэтому расчет сечения горловины диффузора F_1 , м², производят исходя из того, что паровая смесь проходит ее с критической скоростью:

$$F_1 = (G_p + G_n) / 100c \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}, \quad (9.10)$$

где p_k — давление конденсации, Па; v_k — удельный объем пара при p_k на кривой насыщения, м³/кг; $c = 199$.

На T - s -диаграмме процесс сжатия пара в диффузоре происходит по политропе и выходит за пределы пограничной кривой (точка 4' на рис. 9.1,б).

Расчеты, произведенные на основе температуры перегретого пара на выходе из диффузора, установленной приближенно опытным путем, показывают, что рассчитанная по формуле (9.10) площадь сечения горловины получается заниженной. Поэтому при конструировании эжектора следует увеличить расчетное значение F_1 на 10—15% [9, 41].

Выходное сечение диффузора F_2 , м², находят по формуле

$$F_2 = (G_p + G_n) v_k / \omega_k, \quad (9.11)$$

где ω_k — скорость пара на выходе из диффузора, принимаемая 60—80 м/с.

Расстояние от выходного сечения сопла до горловины диффузора принимают равным $6-8 d_1$. Длина горловины диффузора близка к ее диаметру. Длины камеры смешения и диффузора определяют по допустимой конусности в пределах от $1/8$ до $1/10$.

Вспомогательные эжекторы в холодильной машине служат для удаления из главного конденсатора воздуха, проникающего в установку с рабочей и охлаждающей водой, рабочим паром и через неплотности в соединениях. Количество воздуха G_v , растворенного в воде и вносимого в аппараты установки, можно определить по графику на рис. 9.5 или по приближенной формуле Ф. И. Вейса:

$$G_v = 0,28 \cdot 10^{-6} (0,25 W + 0,8 D), \quad (9.12)$$

где W — расход воды, кг/с; D — расход пара, кг/с.

На основании опытных данных подсос воздуха через неплотности можно принимать на 1 м периметра прокладочных уплотнений равным $(1,3-1,9) \cdot 10^{-5}$ кг/с.

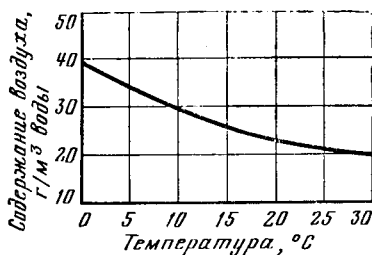


Рис. 9.5. Содержание воздуха в воде при нормальном барометрическом давлении в зависимости от температуры воды.

Общая степень сжатия во вспомогательных эжекторах составляет около 25. В одной ступени такую степень сжатия получить нельзя, и поэтому воздушные эжекторы выполняют обычно в виде двух- или трехступенчатых агрегатов.

Принцип работы и методика расчета вспомогательных воздушных эжекторов такие же, как и главных эжекторов холодильной установки.

В парозежекторных холодильных установках применяются как поверхностные, так и смесительные конденсаторы.

Температура конденсации в аппарате определяется температурой охлаждающей среды (воды, воздуха) и находится в пределах $10-25^\circ\text{C}$. Соответственно давление водяного пара в пределе равно $1225-3165$ Па.

В действительности кроме водяного пара в конденсаторе всегда присутствуют воздух и другие неконденсирующиеся газы, и поэтому общее давление в конденса-

торе равно сумме парциальных давлений водяного пара и газов. Однако в расчетах можно принимать, что давление конденсации равно давлению насыщенного водяного пара при установившейся температуре конденсации. Вместе с тем давление в конденсаторе зависит от кратности охлаждения m :

$$m = G_w / (G_p + G_n). \quad (9.13)$$

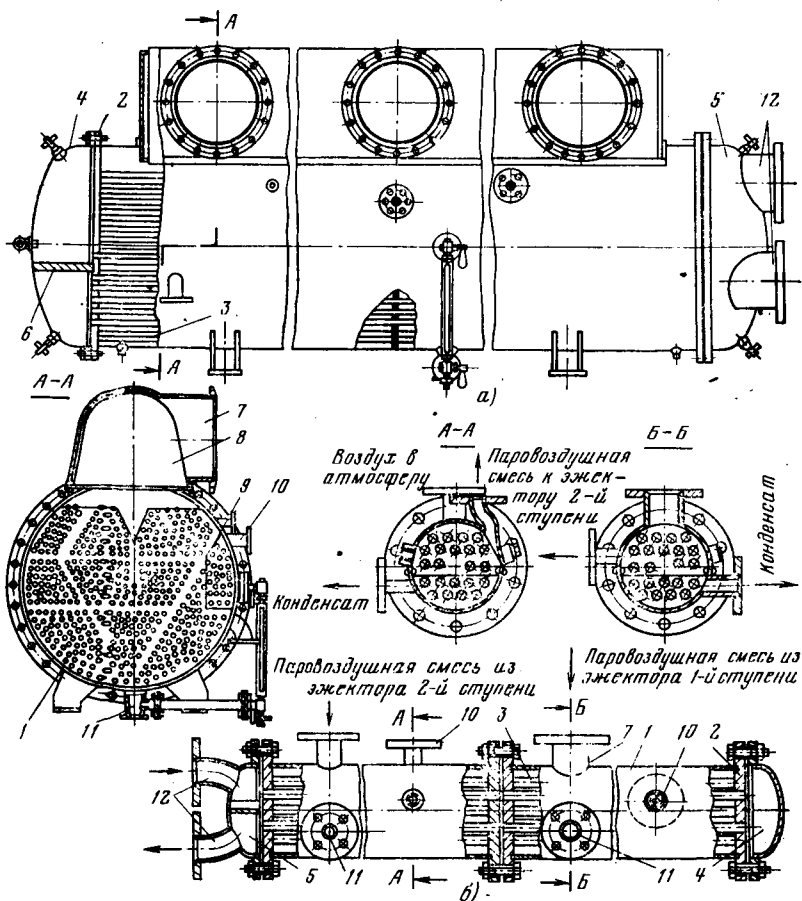


Рис. 9.6. Конструкции поверхностных конденсаторов парозжекторной холодильной установки.

а — главный конденсатор; б — блок вспомогательных конденсаторов; 1 — корпус; 2 — трубная решетка; 3 — трубы; 4 — задняя крышка; 5 — передняя крышка; 6 — перегородка в крышке; 7 — патрубок для ввода пара; 8 — пароприемник; 9 — диафрагма; 10 — патрубок для отсоса воздуха; 11 — патрубок для отвода конденсата; 12 — патрубки для охлаждающей воды.

Чем выше кратность охлаждения, т. е. чем больше количество охлаждающей воды G_w , затраченной на конденсацию 1 кг пара, тем ниже давление конденсации. В эжекторных холодильных машинах $m=80\div 160$ кг/кг. В поверхностных конденсаторах $\delta t=3\div 5^\circ\text{C}$, в смесительных конденсаторах при большой кратности охлаждения она может быть доведена до $0,5\text{--}1^\circ\text{C}$, в чем и заключается одно из преимуществ таких конденсаторов.

Поверхностные конденсаторы парозежекторных холодильных установок выполняются в виде горизонтальных кожухотрубчатых теплообменников жесткой конструкции, т. е. с приваренными к корпусу трубными решетками (рис. 9.6). Часть охлаждающих трубок конденсатора (5—6% общего числа) отделяют от остального пучка диафрагмой 9 для дополнительного охлаждения воздуха, отсасываемого через штуцер 10. Благодаря устройству такого воздухоотделителя удельный объем воздуха уменьшается, чем достигается снижение расхода рабочего пара на вспомогательные эжекторы.

Тепловой и конструктивный расчеты поверхностных конденсаторов не отличаются от таковых для любых трубчатых теплообменников. Данные о конденсаторах приведены в [29]. По условиям коррозии конденсатные трубы изготавливаются из латуни Л68 для пресной воды и мельхиора МН 70-30 для морской воды.

Поверхность вспомогательных конденсаторов рассчитывают исходя из количества паровоздушной смеси, поступающей из вспомогательных эжекторов.

На рис. 9.6,б показана конструкция блока вспомогательных поверхностных конденсаторов.

Смесительные конденсаторы могут работать по прямоточному и противоточному принципам. Расчет процесса тепло- и массообмена в смесительных конденсаторах и определение их основных размеров можно производить по методике, изложенной в гл. 5.

Последовательность проектирования парозежекторной холодильной установки

1. Уточняют схему холодильной установки и исходные данные для расчета:

номинальную холодопроизводительность Q_0 ;
температуру охлаждающей (рабочей) воды на выходе из испарителя, равную температуре испарения, t_0 ;
температуру конденсации t_k ;

давление рабочего пара перед соплами эжекторов p_1 ;
 степень сухости рабочего пара x_1 ;
 предельное максимальное давление в конденсаторе p_k ;

максимальную температуру охлаждающей воды при входе в конденсатор t_w .

2. Строят процесс работы эжекторной холодильной машины в i - s -диаграмме, из которой определяют $\Delta i_1 = i_1 - i_2$ и $\Delta i_2 = i_{10} - i_9$, а затем находят отношение $\Delta i_2 / \Delta i_1$.

3. По графику на рис. 9.2 находят коэффициент удельного расхода рабочего пара α_d и принимают его в расчете с увеличением на 5—10%.

4. Пренебрегая затратой энергии на перекачку воды из конденсатора в котел, находят коэффициент удельного расхода рабочего пара в теоретическом цикле:

$$a = \frac{i_{10} - i_9}{i_1 - i_{11}} = \frac{\Delta i_2}{i_1 - i_{11}}. \quad (9.14)$$

5. Определяют степень термодинамического совершенства пароежекторной установки для теоретического обратимого процесса по формуле

$$\eta = a / \alpha_d.$$

6. С учетом теплопритока через корпус испарителя и трубопроводы циркулирующей холодной воды, оцениваемого в 1,5—2%, определяют холодопроизводительность установки брутто по испарителю $Q'_0 = 1,015 Q_0$.

7. Определяют количество холодного пара G'_n , которое необходимо отсасывать из испарителя, для этого: задаются температурой конденсата, поступающего в испаритель для компенсации испарившейся части воды ($t_{п.п} \approx 35^\circ \text{C}$);

по таблице для водяного пара при $t_0 = 5^\circ \text{C}$ находят скрытую теплоту испарения r_0 ;

$$G'_n = Q'_0 / [0,95 r_0 + c_v (t_0 - t_{п.п})].$$

8. Определяют объем пара, который отсасывается главным эжектором:

находят по таблицам удельный объем насыщенного пара v''_0 ;

вносят поправку на влажность для условий всасывания:

$$v_0 = x v''_0 = 0,95 v''_0;$$

определяют действительный объем отсасываемого пара V :

$$V = G'_н v_0.$$

9. Определяют диаметр и длину испарителя, исходя из средней скорости пара в паровом пространстве над зеркалом испарения аппарата, равной 10 м/с.

10. Задавшись скоростью пара во всасывающем патрубке эжектора $w_н = 70 \div 80$ м/с и приняв число главных эжекторов (например, $n=3$), находят диаметр этих патрубков, м, по формуле

$$D = \sqrt{4V_0 / \pi n w_н}.$$

11. Определяют по формуле (9.6) количество рабочей воды $W_н$, циркулирующей через испаритель, на основе заданного охлаждения ее в испарителе $\Delta t_н = 2 \div 4^\circ \text{C}$.

12. Находят расход рабочего пара G_p на главные эжекторы холодильной машины:

$$G'_p = a_d G'_н.$$

13. Задаются числом сопл в одном главном эжекторе (1, 3, 5, 7, 9) и определяют наименьшее сечение проточной части сопла по формуле (9.6) и диаметр горловины сопла.

14. По формуле (9.8) находят скорость рабочего пара после адиабатического расширения в сопле.

15. По формуле (9.7) определяют площадь и затем диаметр выходного сечения сопла.

16. Задавшись углом раствора конуса расширяющейся части сопла, определяют ее длину по формуле (9.9). При конструировании сопл и эжектора может оказаться необходимым уменьшить длину расширяющейся части сопла за счет увеличения угла α или увеличить число сопл в эжекторе.

17. По температуре конденсации t_k в таблицах водяного пара находят значения удельного объема пара v_k и его давления p_k . Затем по формуле (9.10) определяют проходное сечение и диаметр горловины диффузора.

18. Задаются скоростью пара в выходном сечении диффузора (60—70 м/с), по формуле (9.11) определяют проходное сечение диффузора и его диаметр на выходе.

19. В соответствии с приведенными выше рекомендациями выбирают расстояние от выходного сечения

обла до горловины диффузора, длину горловины и расширяющейся части диффузора.

20. Определяют общее количество пара G , выходящего из главных эжекторов в главный конденсатор холодильной установки:

$$G = G'_p + G'_н.$$

21. По i - s -диаграмме определяют энтальпию пара, поступающего в конденсатор.

22. В соответствии с приведенными в гл. 2, 3 рекомендациями выбирают скорость воды в трубках, паровую нагрузку и наружный диаметр труб; по графикам на рис. 9.7 определяют значение опытного коэффициента

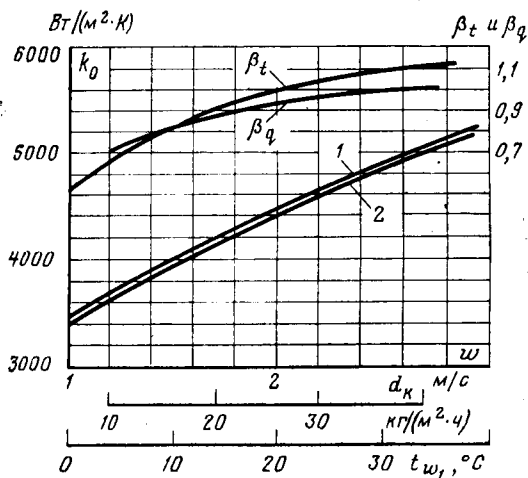


Рис. 9.7. Зависимость коэффициента теплопередачи k_0 и коэффициентов β_q и β_t от паровой нагрузки конденсатора, скорости охлаждающей воды и ее температуры при входе в конденсатор.

1 — коэффициент теплопередачи для латунных труб диаметром 16 мм; 2 — то же для труб диаметром 19 мм.

теплопередачи k_0 , вводят коэффициент загрязнения $\beta_3 = 0,85$ и находят значение коэффициента теплопередачи k для рассчитываемого поверхностного конденсатора [78]:

$$k = \beta_3 \beta_q \beta_t k_0.$$

23. Задавшись кратностью охлаждения m (от 80 до 160) и температурой конденсата при выходе из конденсатора $[t'_k = t_k + (3 \div 5)^\circ \text{C}]$, находят количество охлажда-

дающей воды:

$$G_w = m(G'_p + G'_n)$$

и подогрев воды Δt_w в главном конденсаторе:

$$\Delta t_w = i_n - ct'_k/m.$$

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \Delta t_w.$$

24. Определяют среднюю разность температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды Δt_{cp} по формуле

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_w / \ln \frac{t_k - t_{w_2}}{t_k - t_{w_1}}. \quad (9.15)$$

25. Определяют необходимую поверхность теплообмена в конденсаторе F'_k по уравнению

$$F'_k = \frac{(G'_p + G'_n)(t_n - ct'_k)}{k\Delta t_{cp}}.$$

К полученной путем расчета поверхности конденсации прибавляют 5% поверхности для охлаждения воздуха и получают конструктивную поверхность конденсатора F_k .

26. В соответствии с последовательностью расчета рекуперативных аппаратов (см. гл. 3) производят конструктивный расчет конденсатора.

27. В аналогичной последовательности производят расчет вспомогательных эжекторов для отсоса воздуха и вспомогательных конденсаторов. Количество отсасываемого воздуха определяют по формуле (9.12).

28. Подбирают вспомогательное оборудование: насосы, баки, конденсатоотводчики, арматуру, КИП, автоматику.

9.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Принцип действия.

Конструктивные элементы абсорбционных холодильных установок

Работа абсорбционной холодильной установки основана на свойствах некоторых газов и паров, например аммиака, интенсивно поглощаться (абсорбироваться)

водой, а при нагревании раствора вновь выделяться практически в чистом виде.

В абсорбционной холодильной установке круговой цикл основан на затрате тепловой энергии извне и осуществляется с помощью бинарной смеси веществ: одно из них служит хладагентом, а другое — поглотителем (абсорбентом). Наиболее распространенной бинарной смесью является водоаммиачный раствор. Из других

бинарных смесей, применяемых в абсорбционных холодильных установках для получения температур не ниже 0°C (кондиционирование воздуха, охлаждение воды), можно назвать хладон-21 с абсорбентом диметилэфир-тетраэтиленгликолем и воду с абсорбентом бромистым литием [19, 37].

Абсорбционные установки непрерывного действия имеют испаритель, конденсатор и дроссельные регулирующие вентили, подобные одноименным аппаратам компрессорных холодильных машин, а также абсорбер, генератор, водоаммиачный насос и вспомогательные аппараты — ректификатор с дефлегматором и теплообменник.

Схема абсорбционной холодильной установки приведена на рис. 9.8. Охлаждение среды (воды, рассола, продуктов и т. д.) происходит в испарителе 3. За счет теплоты охлаждаемой среды происходит кипение аммиака при заданном давлении. Пары аммиака поступают в абсорбер 4, где абсорбируются слабым водоаммиачным раствором. Поскольку процесс абсорбции сопровождается выделением теплоты Q_a , эта теплота отводится из абсорбера охлаждающей водой. Для непрерывного получения холода необходимо из образовавшегося в абсорбере крепкого раствора выделить пары аммиака и направить их в конденсатор 2, а затем через регулирующий вентиль РВ-II — в испаритель. Для этой цели

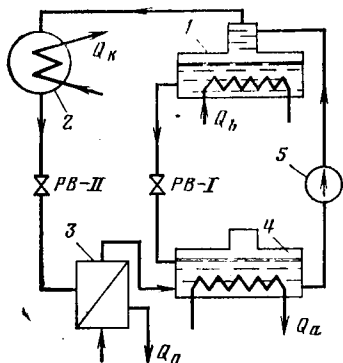


Рис. 9.8. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки непрерывного действия.

1 — генератор; 2 — конденсатор; 3 — испаритель; 4 — абсорбер; 5 — насос; РВ-I, РВ-II — регулирующие дроссельные вентили.

перекачивающим насосом 5 крепкий раствор направляют из абсорбера в кипятильник (генератор) 1 с давлением p_k , соответствующим давлению в конденсаторе (в действительности несколько большим на величину гидравлических потерь в соединительном трубопроводе). В генераторе благодаря обогреву внешним источником теплоты Q_r происходит разгонка раствора, причем пары аммиака уходят преимущественно в конденсатор, а обедненный водный раствор аммиака остается в генераторе. Слабый раствор возвращается из генератора в абсорбер через дроссельный регулирующий вентиль РВ-1, в котором давление снижается до давления p_0 , соответствующего давлению в абсорбере и в испарителе.

Таким образом, в абсорбционной холодильной машине наряду с циркуляцией хладагента осуществляется циркуляция раствора между абсорбером и генератором. Заметим также, что теоретически наиболее низкая температура раствора в абсорбере равна температуре охлаждающей его воды и, таким образом, температура раствора будет значительно выше температуры паров аммиака, отсасываемых из испарителя. Однако это обстоятельство не служит препятствием к поглощению раствором паров аммиака, так как единственным условием осуществления абсорбции является наличие в абсорбере раствора с концентрацией паров аммиака меньшей, чем в испарителе.

Следует иметь в виду и то, что температура слабого раствора, выходящего из генератора в абсорбер, выше температуры уходящего из абсорбера крепкого раствора. Однако давление в абсорбере сохраняется постоянным, так как в отличие от чистых жидкостей температуры кипения растворов могут иметь различные значения при одном и том же давлении в зависимости от их концентрации.

Исходя из равенства количеств подведенной и отведенной теплоты, уравнение теплового баланса холодильной установки можно выразить в виде

$$Q_k + Q_a = Q_0 + Q_r + L_n, \quad (9.16)$$

где Q_k — теплота конденсации хладагента, кДж; Q_a — теплота абсорбции паров аммиака раствором в абсорбере, кДж; Q_0 — холодопроизводительность установки, кДж; Q_r — теплота, подводимая к генератору, кДж; L_n — работа, затрачиваемая в насосе на перекачивание раствора, кДж.

Так как работа насоса L_H незначительна по сравнению с теплотой Q_G , подведенной к генератору, то, обозначая сумму $Q_G + L_H$ величиной Q_w , получаем:

$$Q_K + Q_A = Q_0 + Q_w. \quad (9.17)$$

Тепловой коэффициент ε_A , характеризующий степень внутреннего энергетического совершенства машины, определяется из условия

$$\varepsilon_A = Q_0 / Q_w \approx Q_0 / Q_G. \quad (9.18)$$

Идеальный цикл абсорбционной холодильной машины показан на T - s -диаграмме на рис. 9.9. Первая площадка (1-2-3-4-1) характеризует теплоту q_G , поданную в генератор при наивысшей температуре T_G . Вторая площадка (4-5-6-7-4) определяет теплоту q_0 , поданную в испаритель при наиболее низкой температуре T_0 . Наконец, третья площадка (1-8-9-7-1) определяет теплоту q_{K+A} , отведенную из конденсатора и абсорбера при температуре охлаждающей воды T_B .

Поскольку в идеальном круговом цикле суммарное изменение энтропии равно нулю и, следовательно,

$$\frac{q_G}{T_G} + \frac{q_0}{T_0} = \frac{q_{K+A}}{T_B},$$

а с другой стороны,

$$q_G + q_0 = q_{K+A},$$

то в результате тепловой коэффициент ε_A можно записать:

$$\varepsilon_A = q_0 / q_G = \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_G} \right) / \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_B} \right). \quad (9.19)$$

Из формулы (9.19) следует, что тепловой коэффициент идеального цикла увеличивается с повышением температуры T_G и температуры T_0 и уменьшается с повышением температуры охлаждающей воды T_B .

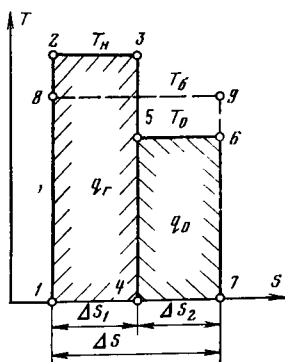


Рис. 9.9. Идеальный холодильный цикл абсорбционной установки на T - s -диаграмме.

Преимущественное применение абсорбционных холодильных машин целесообразно там, где имеется дешевый источник теплоты или обеспечивается возможность комбинированного производства теплоты и холода. В связи с развитием теплофикации и крупных производств, нуждающихся одновременно в тепловой энергии и в искусственном холоде, абсорбционные установки приобретают особое значение.

Для практических расчетов аммиачных абсорбционных холодильных установок большое распространение получила тепловая диаграмма $i-\xi$ [8], причем

$$\xi = \frac{G_{\text{NH}_3}}{G_{\text{NH}_3} + G_{\text{H}_2\text{O}}}$$

характеризует количество килограммов аммиака в 1 кг водоаммиачной смеси.

Простейший цикл абсорбционной холодильной установки (без теплообменника и ректификатора) в $i-\xi$ -диаграмме показан на рис. 9.10.

На диаграмме нанесены изобары p_k и p_0 . Высшая температура кипения в генераторе t_2 определяется тем-

пературой греющего источника t_g . При этом необходимо учесть перепад температур, необходимый для передачи теплоты от греющего источника к раствору в генераторе. Обычно он составляет 6—8 К.

Наинизшая температура крепкого раствора, уходящего из абсорбера (t_4), зависит от температуры охлаждающей воды. По давлению и наинизшей температуре абсорбции определяют концентрацию крепкого раствора ξ_k .

Линия 4-1 (вследствие крайне незначительной работы насоса точки 4 и 1 практически совпадают) характеризует сжатие смеси в насосе от давления p_0 (точка 4)

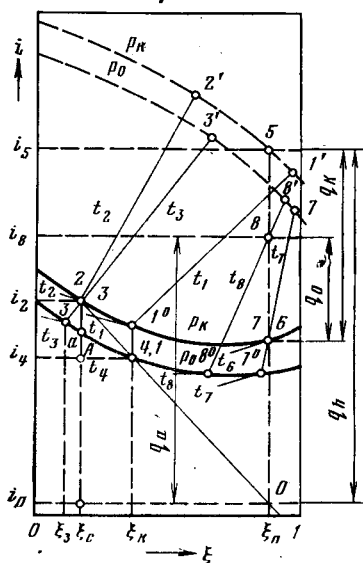


Рис. 9.10. Процесс абсорбционной холодильной установки в $i-\xi$ -диаграмме.

до давления p_k (точка 1). Таким образом, точка 1 определяет начало процесса в генераторе, а линия 1-1° — подогрев жидкости при концентрации ξ_k и давлении p_k до состояния насыщения (точка 1°). Линия 1°-2 описывает процесс кипения в генераторе, заканчивающийся при температуре t_2 .

Точка 3 совпадает с точкой 2, так как она определяет состояние раствора после дросселирования в РВ-I. Однако после дросселирования жидкость находится в виде эмульсии пар — жидкость. При этом состояние жидкости определяется точкой 3°, а состояние пара — точкой 3'. Смесь при состоянии в точке 3 попадает в абсорбер. Линия 3°-4 отражает процесс поглощения паров из испарителя.

Далее имеем:

точка 1' — состояние паров, равновесных раствору в начале процесса в генераторе;

точка 2' — то же в конце процесса в генераторе;

точка 5 — состояние паров, уходящих из генератора, причем это состояние зависит от степени ректификации паров в самом генераторе, определяемой его конструктивными особенностями;

линия 5-6 — процесс конденсации при $p_k = \text{const}$ и $\xi_n = \text{const}$;

линия 6-7 — процесс дросселирования в РВ-II до давления p_0 ; после дросселирования состояние смеси определяется по пару точкой 7' и по жидкости точкой 7°;

линия 7-8 — процесс кипения в испарителе при температурах от t_7 до t_8 ; которые определяются точкой пересечения линии ξ_n с изотермой t_8 (точка 8), при этом $t_8 > t_7$.

Как было отмечено, при установке ректификатора концентрация паров аммиака близка к единице; в этих условиях изотермы 7°7' и 8°8' сливаются и становятся практически перпендикулярными оси абсцисс.

Конденсаторы. В абсорбционных холодильных установках применяются конденсаторы: кожухотрубчатые (горизонтальные и вертикальные), кожухомеевиковые, элементные, оросительные, листотрубные и других конструкций. Конструктивное оформление различных типов конденсаторов подробно излагается в [3, 9, 37].

Расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в конденсаторах производят по обычным формулам теп-

лопередачи, применяемым в расчете процессов, рассматриваемых в конкретных условиях [8, 10, 65, 76].

Испарители. В испарителе теплота передается от хладоносителя (рассола, воды) или от охлаждаемой среды холодильной камеры кипящему холодильному агенту. Охлажденный хладагент перекачивается из испарителя насосом к месту потребления холода. Особенностью работы испарителя абсорбционных холодильных машин является необходимость удаления из него остатка воды, накапливающейся в виде флегмы (5 г воды на 1 кг поступающего аммиака). Процесс дренирования испарителя нарушает режим работы установки, а при неудачном выполнении может полностью остановить ее работу. Кроме того, с водой теряется значительное количество аммиака. Конструкции и методику теплового расчета аммиачных испарителей можно найти в [8, 37].

Абсорберы. По принципу действия абсорберы разделяются на пленочные и барботажные. В пленочных абсорберах слабый раствор стекает по охлаждающей поверхности, абсорбирует пары аммиака. Охлаждающая поверхность барботажных абсорберов полностью залита раствором, пары аммиака подаются под раствор и, барботируя, абсорбируются в нем. В практике нашли применение также комбинированные барботажно-пленочные абсорберы.

Показатели работы и габариты барботажно-пленочного абсорбера в технико-экономическом отношении существенно выше, чем у пленочных и барботажных аппаратов. Конструкции и расчет аммиачных абсорберов см. в [8].

Генераторы (кипятильники) очень разнообразны по конструкции: кожухотрубчатые (вертикальные и горизонтальные), элементные, двухтрубные, кожухомеевиковые, по принципу действия — пленочные и затопленные.

Вертикальные пленочные генераторы отличаются высокими коэффициентами тепло- и массообмена, компактностью, малой металлоемкостью и быстротой ввода аппарата в работу. Неудобство в работе вызывают частые засорения каналов направляющих колпачков и трудность замены труб. Аппараты удобны как при малой, так и при большой производительности холодильной установки.

Горизонтальные аппараты мало загрязняются и легко поддаются очистке, смена труб затруднений не вызывает. Однако теплообмен в аппаратах недостаточно интенсивен, что приводит к увеличению расхода металла, громоздкости, а также к большой инерционности режимов работы. Горизонтальные кожухотрубчатые генераторы нашли применение в маломощных холодильных машинах (до 100 кВт).

В мощных абсорбционных холодильных установках на предприятиях, где имеются вторичные энергоресурсы в виде горячих газов или смеси технологических газов с парами воды, целесообразно применять горизонтальные генераторы с газовым обогревом. Конструкции и тепловой расчет генераторов можно найти в специальной литературе [9].

Ректификационное устройство генераторов абсорбционных холодильных машин необходимо проектировать по правилам и формулам, приведенным в гл. 7, или на основании данных специальной литературы.

Теплообменники и переохладители абсорбционных холодильных установок выполняют двухтрубными при малых и средних мощностях холодильных машин и элементными или кожухотрубчатыми при больших мощностях.

Для уменьшения тепловых потерь и получения больших скоростей горячий слабый раствор направляют из генератора по внутренним трубам, а крепкий из абсорбера — по межтрубному пространству теплообменника. При малых кратностях циркуляции возможно закипание крепкого раствора, и поэтому его подводят к нижним элементам, отводя из верхних (для совпадения движения раствора и паровых пузырей).

В установках, где дефлегмация паров аммиака производится крепким холодным раствором, не удастся значительно переохладить слабый раствор в теплообменнике, вследствие чего увеличивается тепловая нагрузка абсорбера. В этом случае применяют водяной переохладитель слабого раствора, в результате чего улучшается процесс абсорбции и уменьшается металлоемкость установки (коэффициент теплопередачи в переохладителе значительно выше, чем в абсорбере). Водяные переохладители крепкого раствора применяют в тех случаях, когда возможно его вскипание, в результате чего нарушается режим работы водоаммиачного насоса и всей

установки. Паровые переохладители служат для переохлаждения жидкого аммиака холодным паром, выходящим из испарителя.

Все отмеченные переохладители конструируют элементными или двухтрубными.

Расчет абсорбционных холодильных установок целесообразно производить по приведенной ниже методике с помощью ЭВМ. Блок-схема с основными этапами такого расчета приведена на рис. 9.13.

Методика расчета абсорбционной холодильной установки

На основании теплового баланса абсорбционной холодильной установки можно написать следующие уравнения.

1. Теплота q_r , кДж/кг, подведенная в генератор и отнесенная к 1 кг паров, составит:

$$q_r = i_5 + (f-1)i_2 - fi_4, \quad (9.20)$$

или

$$q_r = i_5 - i_2 + f(i_2 - i_4), \quad (9.21)$$

где f — «кратность циркуляции» — отношение количества циркулирующего крепкого раствора к 1 кг аммиака.

2. Теплота q_k , кДж/кг, отведенная в конденсаторе:

$$q_k = i_5 - i_6. \quad (9.22)$$

3. Теплота q_0 , кДж/кг, подведенная в испаритель (холодопроизводительность):

$$q_0 = i_8 - i_6. \quad (9.23)$$

4. Теплота q_a , кДж/кг, отведенная в абсорбере:

$$q_a = i_8 - i_3(f-1) - fi_4, \quad (9.24)$$

или

$$q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4). \quad (9.25)$$

5. Работа насоса q_p , кДж/кг:

$$q_p = Tvf(p_k - p_0). \quad (9.26)$$

Удельный объем водоаммиачной смеси v , м³/кг, можно найти в таблицах или по приближенной формуле

$$v = \frac{0,001}{1 - 0,35x}. \quad (9.27)$$

В описанной схеме абсорбционной холодильной установки (см. рис. 9.8) не предусмотрен теплообменник

жидкого раствора между генератором и абсорбером, устанавливаемый на всех действующих машинах непрерывного действия для повышения экономичности их работы. Действительно, если горячий раствор из генератора и холодный раствор из абсорбера заставить обмениваться теплотой в противотоке, то температура крепкого холодного раствора приблизится к начальной температуре кипения в генераторе и уменьшится количество теплоты, затрачиваемой извне. Слабый же горячий раствор поступит в абсорбер с температурой, близкой

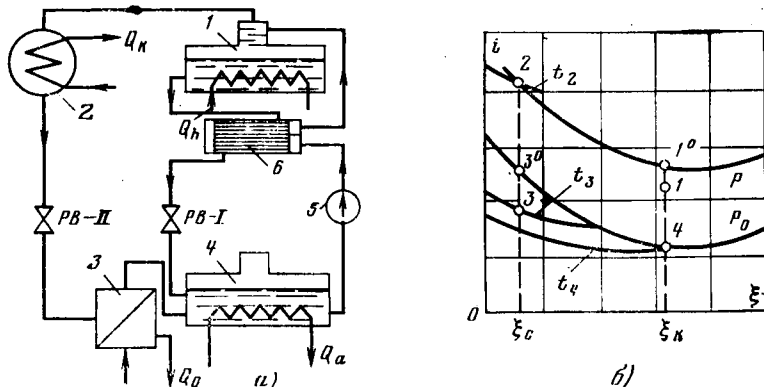


Рис. 9.11. Принцип регенеративного использования теплоты в абсорбционной холодильной установке.

a — схема включения теплообменника: 1 — генератор; 2 — конденсатор; 3 — испаритель; 4 — абсорбер; 5 — насос; 6 — теплообменник; б — изменение состояний растворов в теплообменнике.

к температуре выходящего из него холодного крепкого раствора. Это в свою очередь уменьшит расход теплоты (количество воды), отводимой в абсорбере. Схема включения теплообменника показана на рис. 9.11, *a*.

В теплообменник 6 входит ($f-1$), кг, слабого раствора с температурой t_2 и f , кг, крепкого раствора с температурой t_4 . С учетом 5—10% потерь в окружающую среду передаваемое в теплообменнике количество теплоты q_T составит:

$$q_T \approx 0,9(f-1)(i_2-i_3) = f(i_1-i_4). \quad (9.28)$$

Изменение состояния раствора изображается на i - ξ -диаграмме вертикальными отрезками (рис. 9.11, б). Состояние крепкого раствора на выходе из теплообменника определяется точкой с концентрацией ξ_K и энтальпией i_1 ;

оно может быть найдено из зависимости

$$i_1 = \frac{q_T}{f} + i_4. \quad (9.29)$$

Включение в схему теплообменника уменьшает теплоту, подаваемую в генератор извне, и теплоту, отнимаемую в абсорбере охлаждающей водой, на величину q_T .

Низкая концентрация паров, выходящих из генератора, обуславливает попадание воды в конденсатор и, следовательно, в испаритель. Для повышения концентрации паров до $\xi=1$ между генератором и конденсатором устанавливают, как отмечалось, ректификатор и дефлегматор.

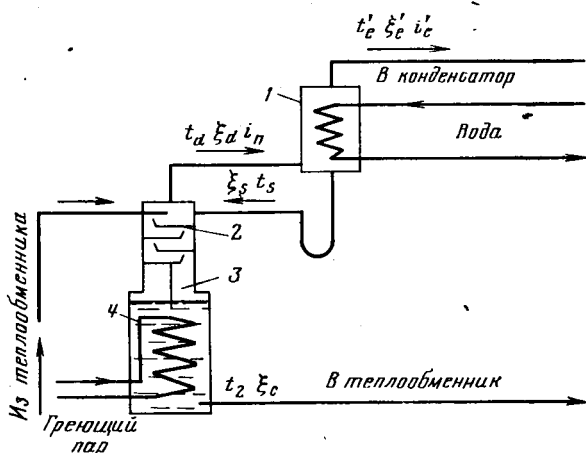


Рис. 9.12. Схема включения ректификатора в цикл абсорбционной холодильной установки.

1 — дефлегматор; 2 — флегма; 3 — ректификатор; 4 — генератор.

В некоторых конструкциях ректификация осуществляется в самом генераторе. Колонку ректификатора заполняют насадкой из колец или тарелками. Перегоняемой жидкостью служит крепкий раствор, поступающий из теплообменника. Так как достигнуть при этом значения ξ_n , равновесного ξ_k , практически невозможно и, следовательно, невозможно устранить попадание воды в конденсатор, для дальнейшего очищения паров ставят дефлегматор, который охлаждается либо водой, либо частью холодного крепкого раствора, ответвляемого на пути между насосом и теплообменником.

На рис. 9.12 показана схема с охлаждением дефлегматора водой. Образующаяся флегма стекает обратно в генератор.

Обозначив через R количество флегмы, отнесенное к 1 кг ректифицированных паров, получим следующий материальный баланс:

$$(1+R)\xi_{\pi} = \xi'_e + R\xi_s, \quad (9.30)$$

откуда

$$R = \frac{\xi'_e - \xi_{\pi}}{\xi_{\pi} - \xi_s}. \quad (9.31)$$

Обычно принимают $\xi_s \approx \xi_K$, хотя в действительности концентрация флегмы зависит от конструкции дефлегматора.

Теплоту ректификации q_R определяют из теплового баланса:

$$(1+R)i_{\pi} = q_R + i'_e + Ri_s,$$

откуда

$$q_R = (1+R)i_{\pi} - i'_e - Ri_s. \quad (9.32)$$

При наличии дефлегматора теплота, подаваемая в генератор, определяется следующим образом.

Из генератора выходит: $(1+R)$ кг пара с энтальпией i_{π} ;

$(f-1)$ кг раствора с энтальпией i_2 .

В генератор входит:

f , кг, раствора с энтальпией i_1 (при ректификации частью холодного раствора $f-f'$);

R , кг, флегмы с энтальпией i_s (при ректификации частью раствора $R-f'$).

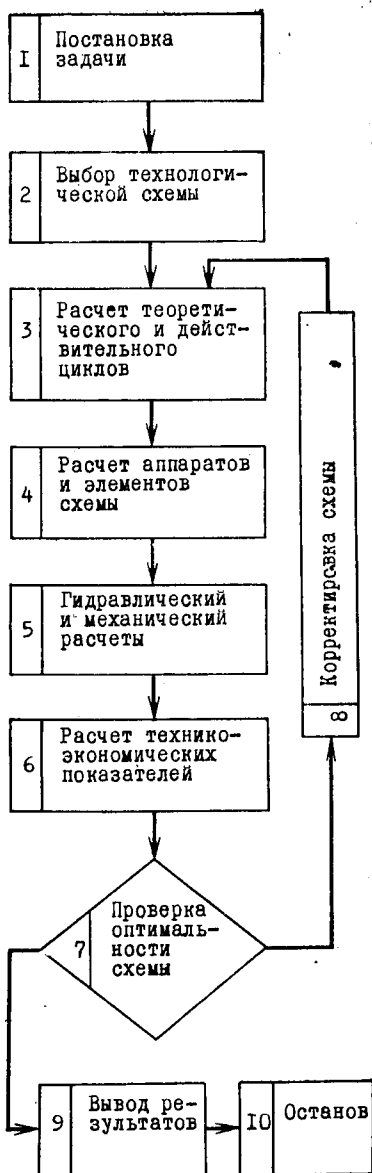


Рис. 9.13. Основные этапы проектирования холодильных установок на ЭВМ.

В таком случае при охлаждении дефлегматора водой

$$q_r = (1 + R) i_{\text{п}} - i_2 + f(i_2 - i_1) - R i_s, \quad (9.33)$$

или

$$q_r = i_{\text{п}} - i_2 + f(i_2 - i_1) + R(i_{\text{п}} - i_s). \quad (9.34)$$

Из выражений (9.32) и (9.33) находим:

$$q_r = i'_e - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_R. \quad (9.35)$$

При расчете установки различные неучтенные потери оцениваются обычно введением общего коэффициента внешних потерь теплоты, принимаемого равным 0,8—0,9.

На рис. 9.13 показан алгоритм расчета холодильной установки на ЭВМ.

Раздел второй

МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Глава десятая

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ В ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВКАХ

10.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К МАТЕРИАЛАМ

Для изготовления теплообменной, выпарной, ректификационной и другой тепломассообменной аппаратуры широко применяют углеродистые и легированные стали, цветные металлы и сплавы, а также пластические массы и неметаллические материалы.

Важнейшими показателями пригодности материалов для изготовления аппаратуры являются механические свойства, которые определяют испытанием образцов на прочность, упругость, пластичность, ударную вязкость, твердость и выносливость. Кроме того, материалы подвергаются испытанию для проверки технологических свойств и для выявления их пригодности к различным способам обработки в холодном и горячем состоянии, а также сварки.

Материалы выбирают, руководствуясь следующими факторами:

- прочность в условиях высоких давлений и температур;

- пластичность, имеющая важное значение при переменных и ударных нагрузках;

- склонность к старению;

- стабильность структуры в процессе термического воздействия и механических нагрузок;

- стойкость к тепловым ударам и резким колебаниям температуры;

- однородность, характеризующаяся отсутствием внутренних дефектов (расслоения, раковины, трещины, включения инородных тел, пережог и т. п.);

чистота поверхности, способствующая свободной разгрузке продукта и препятствующая зависанию и налипанию массы на стенках аппаратов и трубопроводов;

коррозионная стойкость в условиях рабочего давления, температуры и концентрации агрессивной среды;

свариваемость и способность к термической обработке;

стоимость и доступность, определяющие экономическую целесообразность применения.

К материалам, предназначенным для изготовления теплообменной аппаратуры, предъявляются дополнительные требования по теплоемкости, теплопроводности, термостойкости и другим теплофизическим свойствам.

Большинство сведений о материалах получают от заводов-поставщиков, но в ряде случаев необходимо проводить дополнительные исследования с целью выявления пригодности их в эксплуатационных условиях. Так, например, часто проводят исследования по определению скорости коррозии металла в конкретной агрессивной среде, нахождению режимов и способов сварки с другими металлами и сплавами и т. п.

10.2. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ АППАРАТУРЫ

Углеродистые стали представляют собой железоуглеродистые сплавы, содержащие от 0,06 до 2% углерода. Чем больше углерода находится в сплаве, тем выше прочностные характеристики стали, но при этом снижаются ее пластические свойства. Стали содержат небольшие количества примесей кремния, марганца, серы, фосфора и других элементов, которые оказывают большое влияние на механические свойства.

Вредными примесями являются сера и фосфор, повышающие хрупкость и хладноломкость. Хром, никель, молибден, ванадий, титан и некоторые другие элементы улучшают механические свойства стали.

По способу производства различают мартеновскую, бессемеровскую, томасовскую, кислородно-конверторную, тигельную и электро-сталь, по химическому составу — углеродистую и легированную стали, по назначению — конструкционную, инструментальную и стали специального назначения.

Конструкционные стали в свою очередь разделяются на строительную и машиностроительную.

К строительным сталям относятся швеллеры, двутавровые балки, уголки, арматура и другой прокат, предназначенный для изготовления металлоконструкций, железобетонных элементов зданий и сооружений.

Для изготовления сосудов и аппаратов применяются конструкционные стали, поставляемые в виде листового и сортового проката, труб и поковок.

Стали обыкновенного качества (ГОСТ 380-71) в виде различного проката нашли широкое применение для изготовления сварной аппаратуры. Для изготовления ответственной теплообменной аппаратуры применяются качественные стали (ГОСТ 1050-74). Области применения наиболее употребительных марок сталей приведены в табл. 10.1.

В зависимости от содержания углерода конструкционные стали маркируются цифрами: 05, 08, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 и т. д. Из углеродистых конструкционных сталей выпускается различный прокат: трубы, листы, полосы, прутки, валы и другие профили машиностроительного проката. Малоуглеродистые стали марок 05, 08 и 10 характеризуются высокими пластическими свойствами и применяются главным образом для изготовления труб. Листовые стали марок 20, 25, 30 и 35 применяются для изготовления сосудов, предназначенных для работы под давлением до 20 МПа и температурах стенки от -40 до $+450^{\circ}\text{C}$. В машиностроении нашли применение стали марок 35, 40, 45 и 50 для изготовления валов, зубчатых колес и деталей приводных механизмов.

Согласно ГОСТ 1050-74 выпускается группа сталей с повышенным содержанием марганца: 15Г, 20Г, 25Г и т. д. Стали этих марок выплавляются в конверторах с продувкой кислорода, они обладают большей прочностью и сохраняют свои пластические свойства при нагреве и охлаждении, что позволяет применять их для изготовления деталей, испытывающих ударные нагрузки.

Для изготовления ответственной теплообменной аппаратуры и котлов применяются углеродистые качественные стали, выплавляемые в мартеновских печах с гарантированным химическим составом и повышенными механическими свойствами. Стали выпускаются марок 15К, 20К, 22К, 25К листами толщиной от 6 до 60 мм. Стали этих марок хорошо свариваются и нашли применение для изготовления барабанов котлов, работающих под давлением до 25 МПа и температуре до $+450^{\circ}\text{C}$, и теплообменной аппаратуры, работающей при температурах от -70 до $+450^{\circ}\text{C}$. Ударная вязкость стали 20К при температуре -70°C находится в пределах 0,2—0,3 МДж/м².

Легированные стали. Для изготовления реакционной, теплообменной и колонной аппаратуры, работающей при воздействии агрессивной среды, применяются легированные стали различных марок. В зависимости от содержания легирующих добавок стали делятся на низколегированные (до 5%), среднелегированные (5—10%) и высоколегированные (выше 10%). Основными легирующими элементами являются никель, хром, молибден, ванадий и титан, которые повышают коррозионную стойкость и свариваемость металлов.

В аппаратостроении нашли применение высоколегированные стали марок X18H10T, 0X18H10T, 0X18H12Б и др., обладающие высокой стойкостью к азотной, фосфорной и серной кислотам предельной концентрации, однако разрушающиеся в слабых растворах этих кислот.

Для изготовления сварной теплообменной аппаратуры применяются легированные стали марок X18H10T и 0X18H10T, отличающиеся хорошими механическими свойствами ($\sigma_B=520$ МПа, $\sigma_T=200$ МПа) и допускающие температуру стенки от -254 до $+600^{\circ}\text{C}$. Для работы в средах высокой агрессивности (азотная кислота) при избыточном давлении до 100 МПа и температурах от

Таблица 10.1. Механические свойства сталей некоторых марок и области их применения

ГОСТ	Марка стали	Механические свойства			Предельные параметры		Области применения
		σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	Температура стенки, °С	Давление, МПа	
ГОСТ 380-71 ГОСТ 10706-63, группа А	ВСт2кп ВСт2пс ВСт2сп	320—340	190—220	26	+10÷+200 +10÷+200 +20÷+200	1,6 5,0 5,0	Изготовление: резервуаров, аппаратов и емкостного оборудования, обслуживающих площадок, лестниц и газоотходов, футерованных внутри защитными материалами
	ВСт3кп ВСт3пс ВСт3сп	380—470	220—240	23—21	+10÷+200 0÷+200 -20÷+200	1,6 5,0 5,0	Изготовление корпусов, днищ, крышек и других деталей сварной аппаратуры, колонн, скрубберов, перегородок кубов, выпарных аппаратов и теплообменного оборудования
ГОСТ 380-71	ВСт4пс ВСт4сп	420—520	240—260	21—19	-20÷+200 -20÷+200	5,0 5,0	Изготовление сварной реакционной аппаратуры, нагревательных устройств, испарителей, сушильных камер, различных теплообменников и сосудов, работающих под давлением
	10 15 20	330 380 420	210 230 250	31 27 25	-20÷+475 -20÷+475 -20÷+475	Не ограничено	Изготовление реакционного и теплообменного оборудования, различных теплообменных установок, работающих под избыточным давлением

ГОСТ 5520-79	15K 16K 18K 20K 22K	360—440 410—500 440—530 420—520 420—550	220 230 250 240 245	25—28 22 20 23—26 22—20	—20÷+475	Не ограничено	Изготовление паровых котлов, парогенераторов, конденсаторов и теплообменных устройств для утилизации теплоты газов печей, сушилок и реакционных аппаратов. Изготовление теплоиспользующего оборудования в установках, работающих под давлением
ГОСТ 5520-79	16ГС 09Г2С 10Г2С1	480 480 520	300 320 380	18 18 21	—40÷+475 —70÷+475 —70÷+475	Не ограничено	Изготовление тепломашиностроительных установок, аппаратов и сосудов, работающих под высоким давлением
ГОСТ 7360-77	0Х22Н6Т 0Х21Н6М2Т	520 520	300 320	30 35	—40÷+300 —40÷+300	25 25	Изготовление сварной аппаратуры, работающей под давлением агрессивной среды—растворов органических и минеральных кислот, а также растворов минеральных солей
ГОСТ 5632-72	0Х18Н10Т 0Х17Н13М2Т	550 520	200 220	38 40	—253÷+600 —253÷+700	Не ограничено	Изготовление аппаратуры, работающей в агрессивной среде (азотной, фосфорной и некоторых органических кислот) при повышенных температурах и концентрациях

—196 до +700°C рекомендуется применять легированную сталь марки Х17Н13М2Т.

Для изготовления сварной аппаратуры, работающей под давлением, материалы выбирают с учетом коррозионной стойкости сварных швов. Материалы должны удовлетворять требованиям «Правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» и соответствовать по своим механическим свойствам и химическому составу рекомендациям ГОСТ.

Известно, что высоколегированные стали по стоимости превышают углеродистые стали в 8—10 раз. Для экономии легированных сталей металлургическая промышленность выпускает двухслойные листы, состоящие из основного слоя углеродистой стали и тонкого защитного слоя легированной стали. В качестве основного слоя применяются обычные углеродистые стали марок ВСт3, 20К, 16ГС и др., а в качестве защитного слоя — марок 0Х13, Х18Н10Т, Х18Н12М2Т и др.

Таблица 10.2. Механические свойства серого чугуна и область применения

Марка чугуна	Предел прочности, МПа		Твердость по Бринеллю HB	Область применения
	при растяжении	при изгибе		
СЧ 00	Испытаниям не подвергается			Детали простой конфигурации: опоры, грузы, детали, подвергающиеся незначительной механической обработке
СЧ 12-28	120	280	143—229	Детали: крышки, корпуса, стойки приводов и детали трубопроводов
СЧ 15-32 СЧ 18-36	150 180	320 360	163—229 170—229	Детали аппаратов, работающих под избыточным давлением при температуре не более 250 °C
СЧ 21-40 СЧ 24-44 СЧ 28-48	210 240 280	400 440 480	170—241 170—241 170—241	Детали машин, зубчатые колеса, приводы, барабаны и корпуса мельниц
СЧ 32-52 СЧ 36-56 СЧ 40-60 СЧ 44-64	320 360 400 440	520 560 600 640	187—255 197—269 207—269 229—289	Блоки компрессоров, корпуса насосов, гидrocиклоны, детали мельниц и сушильных аппаратов, мешалки и др.

Чугун применяется для изготовления литой аппаратуры, деталей трубопроводов и машинного оборудования (табл. 10.2). «Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» [55, 65] рекомендуется применять чугун различных марок, указанных в табл. 10.2. При этом необходимо соблюдать условия:

из чугуна марок не ниже марки СЧ 15-32 допускается изготовление сосудов диаметром до 2000 мм при внутреннем давлении не выше 0,3 МПа;

из чугуна марок СЧ 18-36 и выше допускается изготовление сосудов диаметром до 3000 мм при внутреннем давлении не более 0,3 МПа;

при наружном давлении до 0,8 МПа допускается максимальный диаметр чугунного сосуда не более 2 м;

температура стенок сосуда, изготовленного из серого чугуна, должна находиться в пределах $-15 \pm +250^\circ\text{C}$.

Для аппаратов, работающих под давлением и при температурах стенок более 250°C , рекомендуется примешивать легированный чугун.

Медь в чистом виде применяется для изготовления специальной теплообменной аппаратуры, которая по условиям эксплуатации работает при глубоком охлаждении. Согласно ГОСТ 859-78 для изготовления аппаратуры применяется медь марок М1, М2 и М3, содержащих чистую медь в пределах от 99,9 до 99,5%. Вредными примесями в меди являются кислород, водород, сера и висмут. При содержании висмута более 0,02% медь становится хладноломкой и в процессе гибки и штамповки в ней образуются трещины. При содержании висмута более 0,25% медь крошится в порошок. Для теплообменной аппаратуры необходимо применять медь с содержанием висмута не более 0,003%.

При высоких температурах медь сильно окисляется, поэтому применять ее при температурах выше 250°C не рекомендуется. Дальнейшее повышение температуры приводит к резкому снижению ее механических свойств. Практика показала, что механические свойства меди зависят от вида обработки. Упрочнение меди достигается наклепом и нагартовкой. Предел прочности литой меди не превышает 200 МПа, а проката — 250 МПа. Относительное удлинение 40—50%. Медь хорошо обрабатывается давлением в холодном и нагретом состояниях, но плохо обрабатывается резанием и имеет ограниченные литейные свойства.

На основе меди получают различные сплавы, которые обладают высокими механическими и технологическими свойствами.

Латунь представляет собой сплав меди с цинком. Благодаря хорошим механическим и технологическим свойствам латуни применяются для прокатки листов, лент и труб, необходимых для изготовления теплообменной аппаратуры. В зависимости от содержания цинка латуни регламентируются ГОСТ 15527-70, предусматривающим следующую маркировку: Л96, Л90, Л85, Л80, Л75, Л70, 068, Л66, Л63, Л59 и др. Для изготовления калориферов, конденсаторов, радиаторов и кожухотрубчатых теплообменных аппаратов применяются латуни марок Л63 и Л68.

Латуни, содержащие кроме меди и цинка другие элементы, называются специальными латунями. К ним относятся латуни алюминиевые, кремнистые, марганцовые, никелевые, оловянные и свинцовые. Эти сплавы отличаются повышенными механическими свойствами и высокой коррозионной стойкостью, из них прокатывают листы,

трубы, проволоку и ленты, предназначенные для изготовления пакетных и пластинчатых теплообменников, а также приборов и экспериментального оборудования. Латунь применяется для изготовления арматуры, насосов и другого машинного оборудования.

Бронза представляет собой сплав меди и олова. Бронзы, содержащие до 17% олова, применяются для изготовления арматуры, работающей с водяным паром при температурах до 200°C. Следует отметить, что оловянные бронзы применяются ограниченно из-за дефицитности олова. Их успешно заменяют безоловянными бронзами, получаемыми путем сплава меди с алюминием (4—10%), бериллием (1,6—2,0%) или кремнием (до 3,5%). Алюминиевые бронзы марок БрА5, БрА7 успешно применяются для изготовления теплообменной аппаратуры, работающей при воздействии морской воды. Алюминиевые бронзы имеют предел прочности на растяжение $\sigma_B = 280$ МПа, относительное удлинение $\delta = 55\%$.

Никель и его сплавы широко применяются для изготовления оборудования химической и пищевой промышленности, а также приборов специального назначения. Никель отличается хорошими механическими свойствами и высокой коррозионной стойкостью в агрессивных средах. Промышленность выпускает никель шести марок, однако для изготовления теплообменных установок применяют только никель двух марок: Н-1 и Н-2. Никель, очищенный от вредных примесей (висмута, цинка и др.), обладает стабильной прочностью до температуры 400°C. При более высоких температурах его прочность резко снижается. Из никеля делают прокат в виде листов, труб и проволоки, предназначенных для изготовления сварной аппаратуры. Сварку никеля производят в инертном газе или под слоем специальных флюсов во избежание загрязнения и окисления сварных швов.

Применение никеля в чистом виде ограничено из-за его высокой стоимости. Среди сплавов большее распространение получили молибден-металл марки НМжМц 28-2,5-1,5 и никель-молибденовые сплавы марок Н70М26, Н65М30 и Н60М35. Сплавы последней группы обладают высокими механическими свойствами и хорошо противостоят воздействию растворов соляной, серной, фосфорной и других кислот, что дает возможность применять их для изготовления нагревательных элементов (змеевиков, трубчаток) выпарных аппаратов, дистилляторов и испарителей.

Свинец двух марок С1 и С2 применяется для изготовления сосудов и аппаратов, используемых в производстве серной кислоты. Из свинца выпускают роли, листы толщиной до 10 мм, трубы и проволоку.

Аппараты, изготовленные из свинца, укрепляют металлическими стальными каркасами, так как под действием собственной массы стенки сосуда могут деформироваться. Свинец обладает малой прочностью, поэтому его часто применяют для защиты стальной аппаратуры путем ее освинцевания. Аппараты с однородным покрытием свинцом могут работать при температурах до 150°C.

Алюминий обладает малой плотностью ($\rho = 2700$ кг/м³) и сравнительно малой механической прочностью ($\sigma_B = 80-100$ МПа). Температура плавления алюминия невысокая — около 660°C, что позволяет вести отливку деталей сложной формы, а также получать прокат для изготовления сварной аппаратуры. Из алюминия марок АД0, АД1 и АД и сплавов на его основе (АМЦ, АМи и АК и др.) изготавливают трубы, листы и прокат. Сосуды и аппараты, выпол-

ненные из алюминия, пригодны для рабочего давления не более 0,6 МПа при максимальной температуре стенки 70°C. Для аппаратов, работающих под наливом, допускается температура стенки не выше 150°C.

Титан является материалом для изготовления коррозионно-стойкого оборудования, работающего под давлением. Титан по механическим свойствам превосходит лучшие марки стали. Из титана выполняют листы, трубы, прокат и проволоку, применяемые при изготовлении сварной аппаратуры. Титан марки ВТ1 и сплавы титана с добавками палладия, молибдена и других благородных металлов нашли применение при изготовлении теплообменной аппаратуры. Титан марки ВТ1 допускает нагрев стенок аппарата до 350°C. При повышенных температурах ($t=400^\circ\text{C}$) снижается предел прочности с 600 до 230 МПа и предел текучести — с 470 до 190 МПа.

Титан обладает высокой коррозионной стойкостью к растворам соляной кислоты, влажному хлору и морской воде, стоек к муравьиной, уксусной и другим органическим кислотам, от которых легированные стали разрушаются. Однако стоимость аппаратуры из титана в 5 раз выше стоимости таких же аппаратов, изготовленных из нержавеющей стали, но эти высокие затраты окупаются в производстве за счет долговечности и надежности аппаратов [23].

10.3. НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ В АППАРАТОСТРОЕНИИ

Неметаллические материалы разделяются на две группы: силикатные и пластические массы. К силикатным материалам относятся природные и искусственные камни, диабазовое литье, стекло и эмали. Методом спекания глин получают керамику, фарфор и т. п. Пластические массы состоят из синтетических смол и наполнителей, позволяющих получать материалы с необходимой прочностью. К таким пластическим массам относятся фаяолит, стеклопластики, винипласт, фторопласт, каучуки и другие полимерные материалы [63].

Детали аппаратов, предназначенные для работы в агрессивных средах и при температурах до 250°C, могут выполняться из фторопластов, поставляемых в виде стержней, листов и труб диаметром от 10 до 470 мм и длиной 1700 мм. Из фторопластов изготавливаются детали насосов, арматура, детали трубопроводов, различные прокладки и перемешивающие устройства в аппаратуре. В зависимости от наполнителей фторопласты марок 4, 40, 42 имеют предел прочности на растяжение от 25 до 35 МПа. Незначительный коэффициент теплопроводности $\lambda=0,29 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ и высокая стоимость ограничивают применение фторопластов для изготовления теплообменной аппаратуры.

Теплоизоляционные материалы обладают малой теплопроводностью, вследствие чего их применяют для защиты аппаратуры и трубопроводов от потерь теплоты и холода в окружающую среду. Тепловая изоляция тепломассообменной аппаратуры является одним из важнейших факторов рационального использования теплоты пара, горячей воды и других теплоносителей. С применением качественной изоляции не только уменьшаются теплопотери в окружающую среду, но и интенсифицируются технологические процессы, стабилизируются параметры теплоносителей.

Пригодность теплоизоляционного материала определяется такими показателями, как плотность, объемная масса, коэффициент теплопроводности, водопоглощение и другие свойства.

Т а б л и ц а 10.3. Свойства теплоизоляционных материалов и изделий

Наименование	Объемная масса, кг/м³	Температура применения, °С	Коэффициент теплопроводности, λ, Вт/(м·К)
Минеральная вата внабивку (ГОСТ 4640-76): марка 75	120	600	0,043+0,00029 t_{cp}
100	150	600	0,046+0,00023 t_{cp}
125	190	600	0,053+0,00019 t_{cp}
Маты прошивные из минеральной ваты ВФ-75	150—200	600	0,049+0,0002 t_{cp}
Маты теплоизоляционные из базальтового штапельного волокна	30	—60÷+700	0,035
Плиты из минеральной ваты ВФ-75 на синтетическом связующем: марка 50	70—85	—40÷+300	0,038+0,00035 t_{cp}
100	110—130	—40÷+300	0,046+0,00021 t_{cp}
Плиты и маты теплоизоляционные из минеральной ваты на синтетическом связующем (ГОСТ 9573-72): марка 50	60	180	0,042+0,00035 t_{cp}
75	90	180	0,044+0,00023 t_{cp}
100	100	—60÷+400	0,077 (125 °С)
150	150	—60÷+400	0,070 (125 °С)
Маты минеральные прошивные (ГОСТ 21880-75): марка 100	75—125	400	0,044 (25 °С)
150	126—175	400	0,049 (25 °С)
200	176—225	400	0,054 (25 °С)
Вата стеклянная внабивку	130—170	450	0,040+0,00035 t_{cp}
Шнур асбестовый	250—300	350	0,090+0,0002 t_{cp}
Асбестовая ткань (ГОСТ 6102-78): марка АТ с хлопком	500—600	200	0,124+0,00022 t_{cp}
АСТ со стеклонитью	600	450	0,124+0,00018 t_{cp}
Картон асбестовый (ГОСТ 2850-75)	1000—1300	600	0,157+0,00018 t_{cp}

Наименование	Объемная масса, кг/м³	Температура применения, °C	Коэффициент теплопроводности, λ, Вт/(м·K)
Совелит (ГОСТ 6788-74): марка 350	350	500	0,075+0,00015 t _{ср}
400	400	500	0,078+0,00015 t _{ср}
Крошка диатомовая тепловая обожженная	500—600	900	0,012—0,185 (100 °C)
Диатомовые изделия (кирпичи, сегменты и др.) (ГОСТ 2694-78): марка ПД	365—420	900	0,081+0,00018 t _{ср}
Д	500—600	900	0,105+0,00023 t _{ср}
Т	525—700	900	0,100+0,0002 t _{ср}
Вермикулитовые теплоизоляционные материалы (ГОСТ 12865-67): марка 100	100	—260÷+1100	0,057+0,00029 t _{ср}
150	150	—260÷+1100	0,063+0,00029 t _{ср}
200	200	—260÷+1100	0,068+0,0003 t _{ср}
Перлитокерамические изделия (ГОСТ 21521-76): марка 250	250	900	0,065+0,00018 t _{ср}
300	300	900	0,075+0,00018 t _{ср}
Плиты теплоизоляционные из пенопласта полистирольного (ГОСТ 15588-70) марки ПСБС	25—40	—180÷+70	0,052 (20 °C)
Плиты и изделия теплоизоляционные из пенопласта: марка ФС-7-2	70—100	—55÷+100	0,052 (20 °C)
ФРП-1	40—60	—180÷+150	0,046 (20 °C)
Изделия из пенопласта полиуританового марки ППУ-3Н	50—60	—180÷+70	0,032 (20 °C)

В соответствии с ГОСТ 16381-77 теплоизоляционные материалы разделяются на волокнистые (минераловатные, стекловолокнистые и др.), зернистые (перлитовые, вермикулитовые), ячеистые (пенобетоны, пеностекло, пенопласты, совелитовые и др.), по форме и внешнему виду — на штучные (плиты, блоки, кирпичи, цилиндры, скорлупы, сегменты), рулонные и шнуровые (маты, шнуры, жгуты), рыхлые и сыпучие (вата, перлитовый песок, крошка и др.), по объемной массе на особо легкие ($15-100 \text{ кг/м}^3$), легкие ($125-350 \text{ кг/м}^3$) и тяжелые ($400-600 \text{ кг/м}^3$), по теплопроводности — на малотеплопроводные [$\lambda=0,058 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$], среднетеплопроводные [$\lambda=0,116 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$] и повышенной теплопроводности [$\lambda=0,175 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$].

Свойства теплоизоляционных материалов и изделий приведены в табл. 10.3.

По нормативам для тепловой изоляции промышленного оборудования и трубопроводов допускается применять материалы и изделия с удельным объемом не выше 400 кг/м^3 , а для теплоизоляции ограждающих конструкций зданий и сооружений — не выше 500 кг/м^3 .

Конструкция тепловой изоляции аппаратов и трубопроводов зависит от назначения, условий монтажа и эксплуатации. В конструкцию изоляции входят основной теплоизоляционный слой, армирующие и крепежные детали, наружный защитный слой и покраска. Конструкция должна быть прочной, стойкой к воздействию влаги, ветра и температур во все периоды года.

Температура на поверхности изоляции при температуре окружающей среды 25°C не должна превышать в помещениях 48°C , а на открытом воздухе 60°C .

Тепловые потери, Вт/м^2 , через 1 м^2 теплоизоляционного слоя определяются по формуле

$$q_n = \frac{\lambda_{из}}{S} (t_{ст} - t_n),$$

откуда толщина изоляционного слоя будет равна:

$$S = \frac{\lambda_{из}}{q_n} (t_{ст} - t_n),$$

где $\lambda_{из}$ — теплопроводность изоляционного слоя при заданной температуре; $t_{ст}$ и t_n — температура стенки и наружной поверхности изоляционного слоя соответственно; q_n — удельные теплотери изолированной поверхности в окружающую среду:

$$q_n = \alpha'_2 (t_n - t_v);$$

t_v — температура окружающей среды (воздуха); α'_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной стенки изоляции в окружающую среду, $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Для изоляции, расположенной на открытом воздухе, коэффициент теплоотдачи можно определить по эмпирической формуле

$$\alpha'_2 = 8,4 + 0,06 (t_n - t_v).$$

Для определения тепловых потерь через изоляцию различного оборудования применяют прибор марки ИТП-6, имеющий пределы измерения тепловых потоков от 0 до 5000 Вт/м^2 .

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИЗГОТОВЛЕНИЕ И РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

11.1. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Большинство теплообменников представляют собой вертикальные или горизонтальные корпуса — цилиндры с приварными к ним днищами или присоединенными на фланцах крышками. Внутри корпуса — трубчатая поверхность нагрева. Основным элементом аппарата является обечайка, изготовленная из листового металла.

Для комплектации аппаратов и сосудов обечайками, днищами, крышками и другими деталями на машиностроительных заводах широко применяют стандартизацию и типизацию изделий.

При проектировании теплообменников аппаратами основными руководящими документами являются нормали и Государственные стандарты, предусматривающие нормальный ряд цилиндрических аппаратов и сосудов объемом до 200 м³:

0,010	0,100	1,00	10,0	100
	0,125	1,25	12,0	125
0,016	0,160	1,60	16,0	160
	0,200	2,00	20,0	200
0,025	0,250	2,50	25,0	—
	0,320	3,20	32,0	—
0,040	0,400	4,00	40,0	—
	0,500	5,00	50,0	—
0,063	0,630	6,30	63,0	—
	0,800	8,00	80,0	—

По номинальному объему сосуда выбирают основные конструктивные размеры (диаметр, высоту), которые должны соответствовать ГОСТ 9617-76, ГОСТ 9941-72. Стандарты предусматривают ряд внутренних номинальных диаметров: $D_{вн}=200, 250, 300, 350, 400, (450), 500, 600, (650), 700, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, 1100, 1200, (1300), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, \dots, 20\,000$ мм.

Диаметры, заключенные в скобки, рекомендуются применять только для обогревательных или охлаждающих рубашек аппаратов.

Для изготовления сосудов малого размера допускается применение стальных труб: $D_{н}=159, 219, 273, 325, 377, 426, 480, 530, 630, 720, 820, 920, 1120, 1220$ и 1420 мм.

За базовые размеры аппаратов, как было ранее отмечено, принимают диаметры обечайек. На рис. 11.1 показаны различные аппараты, унифицированные по диаметрам обечайек, что позволяет снабжать их типовыми крышками, днищами, люками, штуцерами и другими деталями.

Для всех аппаратов, имеющих номинальные диаметры, машиностроительные специализированные заводы поставляют штампованные эллиптические отбортованные днища с толщиной стенки от 4 до 60 мм. Размеры этих днищ регламентированы.

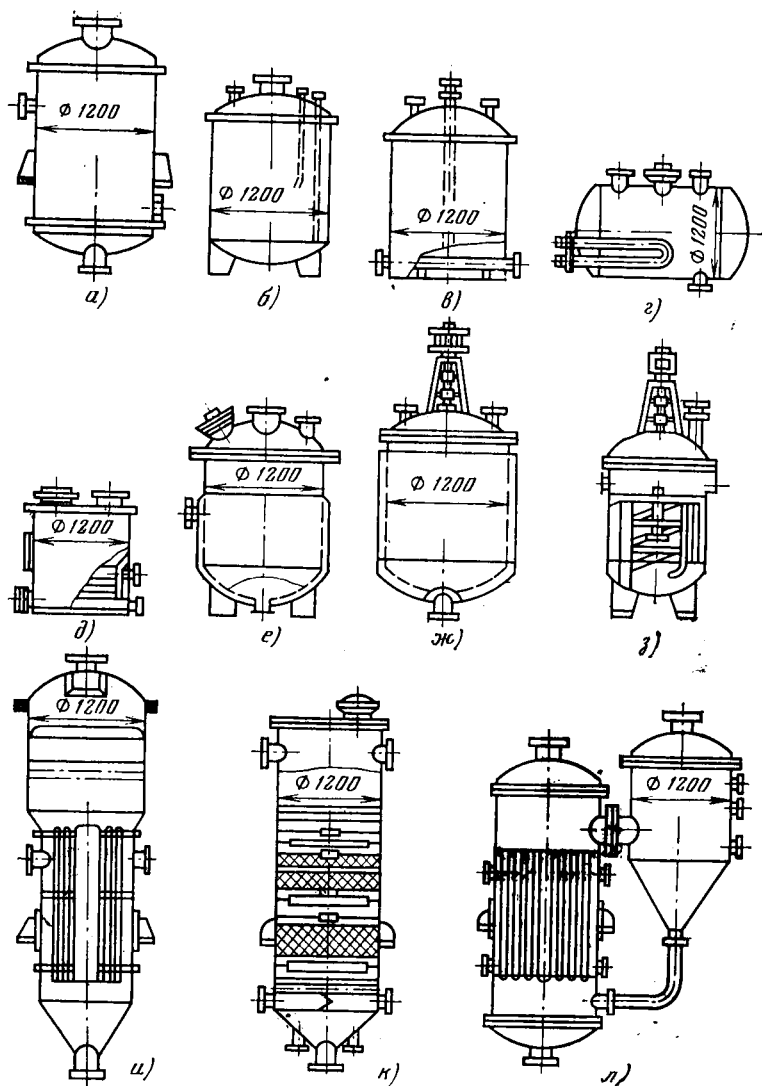


Рис. 11.1. Унифицированные конструкции аппаратуры.

а — сборник; б — автоклав; в — мерник; г — цистерна; д — холодильник; е — приемник с обогревом; ж — растворитель; з — реактор; и — выпарной аппарат с внутренней камерой; к — осушитель газа; л — выпарной аппарат с вынесенной обогревающей камерой.

В случае необходимости применения конических отбортованных днищ рекомендуется изготавливать их с углом при вершине конуса 60° , 90° или 120° . В сосудах и резервуарах, предназначенных для хранения жидкостей под атмосферным давлением, рекомендуется применять плоские днища, как самые простые в изготовлении.

Сосуды и аппараты, работающие под избыточным давлением, изготавливаются на специализированных машиностроительных заводах по чертежам, разработанным применительно к существующему парку металлообрабатывающих станков и котельно-кузнечного оборудования. На заводах разрабатывается технология изготовления аппаратов, включающая в себя последовательные операции обработки заготовок, сборки и сварки деталей, режимов термообработки и способов контроля на всех стадиях пооперационного их изготовления.

В технологических картах указываются станки, инструмент, приспособления, режим обработки, нормы времени и другие технологические операции, необходимые для качественного изготовления аппаратуры.

11.2. НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ АППАРАТУРЫ

Оборудование тепломассообменных установок должно обладать достаточной прочностью и надежностью при эксплуатации. Основными параметрами для расчета являются давление и температура среды.

Расчет на прочность аппаратов производится по максимальному давлению, которое возможно и допустимо в эксплуатационных условиях.

Рабочее давление поддерживается в аппарате на протяжении всего эксплуатационного времени. В случае превышения рабочего давления на 10—15% должен срабатывать предохранительный клапан, установленный на аппарате.

Температура в аппаратах различается на рабочую и расчетную. В качестве рабочей температуры принимают максимальную температуру среды, которая допускается при эксплуатации установок.

При проектировании теплообменной аппаратуры руководствуются расчетной температурой стенки, равной:

максимально возможной при эксплуатации температуре среды, если она не превышает 250°C ;

температуре среды, увеличенной на 50°C , если стенка аппарата обогревается открытым пламенем или дымовыми газами с температурой более 250°C ;

температуре поверхности изоляции, соприкасающейся со стенкой аппарата, увеличенной на 20°C .

Для теплообменных аппаратов температуру стенки определяют расчетом. Воздействие температуры на механические свойства металлов и особенно на пластичность и текучесть металла весьма велико.

На рис. 11.2 приведены показатели механической прочности обыкновенной углеродистой стали в зависимости от температуры. Из графика видно, что при расчете сосудов, работающих под избыточным давлением и повышенных температурах (более 300°C), следует принимать допускаемые напряжения по пределу текучести, а не по пределу прочности.

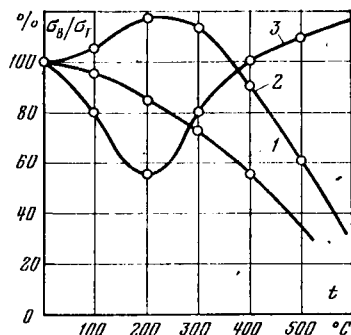


Рис. 11.2. Зависимости показателей механической прочности стали ($C=0,4\%$) от температуры. 1 — предел прочности (σ_B); 2 — предел текучести (σ_T); 3 — относительное удлинение при растяжении (δ).

В напряженных узлах и деталях стальной аппаратуры при высоких температурах (выше 400°C) возникают ползучесть и релаксация, которые недопустимы в эксплуатации. В этих случаях необходимо применять легированные стали с присадками хрома, никеля, молибдена и других металлов, улучшающих теплоустойчивость стали.

В условиях периодического нагрева и охлаждения аппаратов некоторые стали теряют ударную вязкость. Тепловая хрупкость наблюдается при длительной работе теплообменников в газовой среде при температуре выше 450°C .

Стали мало изменяют свои прочностные свойства при низких температурах, но при этом

теряют ударную вязкость. В условиях низких температур рекомендуется применять цветные металлы и их сплавы, а также высоколегированные стали.

При любых условиях эксплуатации аппаратуры необходимо, чтобы материалы сохраняли свои первоначальные механические свойства или находились в пределах допустимых напряжений.

В расчетах на прочность деталей аппаратуры принимаются допускаемые напряжения в зависимости от температуры стенки.

Нормативные допускаемые напряжения σ^* для стали некоторых марок в зависимости от температуры стенки приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1. Нормативные допускаемые напряжения для сталей некоторых марок в зависимости от температуры

Расчетные температуры стенки, $^\circ\text{C}$	Марка стали									
	Ст3	10	20 и 20К	09Г2С, 16ГС	12ХМ, 12МХ	15ХМ	Х5М	Х18Н10Т	0Х18Н12Т	Х17Н13М3Т
20	137	127	144	167	144	152	143	143	129	143
200	123	116	133	145	142	149	132	122	107	123
300	106	98	117	131	138	144	118	118	91	118
400	86	75	90	108	129	134	103	108	84	108
500	—	—	—	—	81	87	71	101	78	103
600	—	—	—	—	—	—	—	72	56	73

Допускаемые напряжения для стали выбранной марки определяют по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} = \eta \sigma^*, \quad (11.1)$$

где η — поправочный коэффициент, равный 0,9 при расчете аппаратов, в которых обрабатываются продукты, обладающие взрыво- и пожароопасными свойствами или высокой токсичностью; во всех других случаях $\eta = 1$.

В том случае, когда сталь выбранной марки в табл. 11.1 отсутствует, а имеется сертификат с завода-поставщика, то нормативное допускаемое напряжение может быть определено из условий

$$\sigma^* = \frac{\sigma_B}{2,6}; \quad \sigma^* = \frac{\sigma_T}{1,5}; \quad \sigma^* = \frac{\sigma_{дл}}{1,5},$$

где σ_B — номинальное значение предела прочности при расчетной температуре; σ_T — номинальное значение предела текучести при расчетной температуре; $\sigma_{дл}$ — среднее значение предела длительной прочности за 100 тыс. часов испытания при расчетной температуре.

При этом нормативное допускаемое напряжение σ^* принимается меньшим из двух полученных значений

$$\sigma^* = \frac{\sigma_B}{2,6}; \quad \sigma^* = \frac{\sigma_T}{1,5}$$

при условии, что расчетная температура не превышает для углеродистых сталей 380°C, для низколегированных 420°C и для легированных аустенитных сталей 525°C.

Если расчетная температура превышает эти величины, то тогда определяют нормативное допускаемое напряжение

$$\sigma^* = \frac{\sigma_T}{1,5}; \quad \sigma^* = \frac{\sigma_{дл}}{1,5}$$

и принимают меньшее из двух значений, полученных по расчету.

Определение нормативного допускаемого напряжения по пределу длительности прочности $\sigma_{дл}$ производится обязательно в случае, когда температура стенки аппаратов превышает для углеродистой стали 420°C и для низколегированной стали 450°C. Материалы для сосудов и аппаратов должны выбираться в соответствии с правилами Госгортехнадзора СССР [55, 59].

11.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ТОНКОСТЕННЫХ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

Тонкостенные аппараты, работающие под внутренним избыточным давлением

Цилиндрические сосуды и аппараты (рис. 11.3), работающие под внутренним избыточным давлением, рассчитывают на прочность как тонкостенные оболочки при условии, что толщина стенки составляет $S=0,03 D$ [9, 39].

Согласно ГОСТ 14249-69 сосуды и аппараты, работающие под внутренним давлением, рассчитывают на прочность по одной из формул:

исполнительная толщина стенки

$$S = \frac{pD}{2\varphi\sigma_{\text{доп}} - p}; \quad (11.2)$$

допускаемое давление

$$p = \frac{2\varphi\sigma_{\text{доп}}(S - C)}{D + S - C_1}. \quad (11.3)$$

Формулы (11.2) и (11.3) применяют при условии $(S - C)/D \leq 1$.

Здесь приняты обозначения:

D — внутренний диаметр аппарата, м;

S — толщина стенки, м;

p — расчетное давление, МПа;

$\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение, МПа;

φ — коэффициент прочности сварного шва;

C — прибавка на коррозию металла, м;

C_1 — прибавка, учитывающая устойчивость формы и возможные деформации в процессе изготовления и монтажа аппарата, м.

Коррозионная стойкость материала в агрессивной среде определяется путем испытания образцов в среде, близкой по составу к эксплуатационной, или непосредственно в среде промышленной установки. Пригодность материала оценивается по шкале коррозионной стойкости. Аппаратура и трубопроводы должны обладать в рабочих условиях коррозионной стойкостью, обеспечивающей срок их службы в 8—10 лет.

Практика эксплуатации теплообменных установок допускает скорость коррозии не более 0,5 мм/год. В этом случае прибавка на компенсацию коррозии со-

ставит $C=4+5$ мм. Естественно, что и бо́льшая по значению прибавка приводит к излишнему расходу металла и удорожанию установки. При скорости коррозии металла более 0,5 мм/год необходимо применять более стойкие легированные стали [30].

При расчете обечаек, изготовленных из листа сварной конструкции, необходимо знать коэффициент прочности сварного шва φ , который зависит от способа и качества сварки.

В табл. 11.2 приведены значения коэффициента φ для сварных швов различных материалов в зависимости от способа сварки.

Таблица 11.2. Значение коэффициента прочности φ сварных швов для сосудов, изготовленных из различных металлов

Вид сварки	Тип сварного соединения	Материал			
		Сталь	Медь, латунь	Алюминий	Титан
Ручная электродуговая сварка	Стыковой односторонний шов	0,85	0,8	0,75	0,85
	Стыковой двусторонний шов	0,9	0,85	0,8	0,9
Автоматическая сварка под слоем	Стыковой односторонний шов	0,8	—	0,7	—
	Стыковой двусторонний шов	1,0	0,9	0,75	0,9

Прочность сосудов зависит в значительной мере от цилиндричности (минимума овальности) и точности изготовления обечаек.

В практике аппаратостроения обечайки изготавливают путем гибки и сварки листового проката. Гибка листового проката производится на листогибочных трехвалковых или четырехвалковых вальцах. Схемы гибки в листогибочных машинах показаны на рис. 11.3.

Вальцевание листового проката производят в холодном состоянии при условии, что толщина стенки находится в пределах $S \leq D/40$, где D — диаметр обечайки.

При необходимости вальцевания обечаек меньшего диаметра листы нагревают в газовых печах до температуры 950—1000°C. Затем их подают на листогибочные

валяцы и прокатывают для придания заготовке строгой цилиндрической формы.

Точность вальцевания обечаек контролируется шаблонами. Допускаемые отклонения в размерах обечаек не должны превышать на цилиндричность от 5 до 10 мм

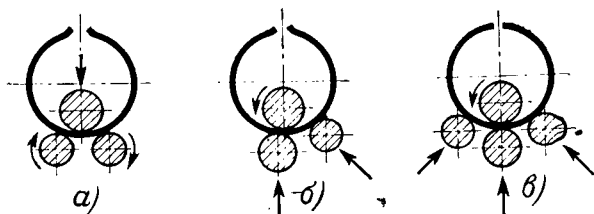


Рис. 11.3. Схемы гибки в листогибных вальковых машинах.

а — трехвалковой симметричной; *б* — трехвалковой асимметричной; *в* — четырехвалковой.

при диаметре от 1000 до 3000 мм соответственно. При стыковке нескольких обечаек отклонения цилиндричности корпуса не должны превышать 2 мм на 1 м длины.

Аппараты, работающие под наружным давлением

Сосуды и аппараты, работающие под наружным избыточным давлением (рис. 11.4), рассчитывают на устойчивость против смятия и сплющивания. Потеря устойчивости цилиндрических сосудов зависит от точности изготовления и правильного выбора размеров.

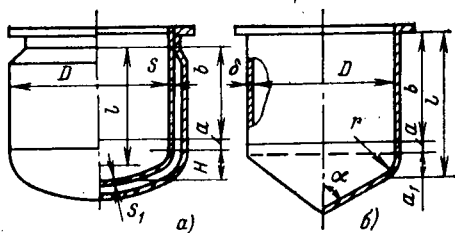


Рис. 11.4. Схемы определения расчетной длины обечаек в сосудах, работающих под наружным давлением.

Обычно для сосудов определяют критическую длину:

$$l_{кр} = 1,642 D_{ср} \sqrt{\frac{D_{ср}}{S} (1 - \mu^2)}, \quad (11.4)$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр цилиндрического сосуда, м;
 S — толщина стенки сосуда, м; μ — коэффициент Пуассона.

Для сосудов, изготовленных из углеродистой стали (при $\mu=0,3$), выражение (11.4) может быть упрощено:

$$l_{\text{кр}} = 1,17 D_{\text{ср}} \sqrt{D_{\text{ср}}/S}. \quad (11.5)$$

По устойчивости цилиндрические сосуды, у которых $l > l_{\text{кр}}$, называют длинными, а сосуды, у которых длина $l < l_{\text{кр}}$, — короткими.

Критическое давление для длинных оболочек, у которых толщина стенки $S=0,046 D_{\text{ср}}$, определяют по формуле

$$p_{\text{кр}} = \frac{2ES^3}{(1-\mu^2) D_{\text{ср}}^3} = \frac{2E}{1-\mu^2} \left(\frac{S}{D_{\text{ср}}} \right)^3, \quad (11.6)$$

где E — модуль упругости материала при рабочей температуре, значение его принимают по табл. 11.3.

Таблица 11.3. Расчетное значение модуля упругости для углеродистой и легированной сталей в зависимости от температуры, $E \cdot 10^{-5}$ МПа

Сталь	Температура, °C						
	20	100	150	200	250	300	350
Углеродистая	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64
Легированная	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,91	1,86

Сталь	Температура, °C						
	400	450	500	550	600	650	700
Углеродистая	1,55	1,40	—	—	—	—	—
Легированная	1,81	1,75	1,68	1,61	1,53	1,45	1,36

По формуле (11.6) можно определить искомую толщину стенки:

$$S = D_{\text{ср}} \sqrt[3]{(1-\mu^2) p_{\text{кр}}/2E}. \quad (11.7)$$

Эта формула справедлива только в том случае, когда критическое напряжение меньше предела текучести металла на сжатие, т. е. соблюдается условие

$$\sigma_{\text{кр}} = p_{\text{кр}} \frac{D_{\text{ср}}}{2S} < \sigma_T.$$

Если же критическое напряжение оказывается больше предела текучести, то критическое давление определяют по уравнению

$$p_{кр} = \left(\frac{S}{D_{ср}} \right) \frac{\sigma_T}{0,5 + \frac{\sigma_T}{2E} \left(\frac{D_{ср}}{S'} \right)^2} \quad (11.8)$$

Для обеспечения гарантированной устойчивости цилиндрических обечаек запас устойчивости принимают равным соотношению

$$n = p_{кр} / p_H \quad (11.9)$$

где p_H — наружное рабочее давление, МПа.

В аппаратах с цилиндрическими обечайками при разности толщин стенки днища и стенки корпуса $S_1 - S' \leq 2$ мм расчетную длину обечайки принимают равной:

для сосудов с эллиптическими днищами (рис. 11.4,а)

$$l = b + a + H/3;$$

для сосудов с коническими отбортованными днищами (рис. 11.4,б)

$$l = b + a + a_1.$$

Толщину стенки обечайки определяют при условии, что наружное избыточное давление вызывает напряжения в пределах упругости и отношение расчетной длины к внутреннему диаметру аппарата находится в пределах

$$1,5 \sqrt{\frac{2(S-C)}{D}} \leq \frac{l}{D} \leq \sqrt{\frac{D}{2(S-C)}} \quad (11.10)$$

Для этих условий толщина стенки обечайки аппарата определяется по формуле

$$S = 0,47 \frac{D}{100} \left(\frac{p}{10^{-6}E} - \frac{l}{D} \right)^{0,4} + C + C_1 \quad (11.11)$$

Допускаемое давление в рубашке аппарата при заданной толщине стенки должно соответствовать

$$p_{доп} = 6,49 \cdot 10^{-6} E \frac{D}{l} \left[\frac{100(S-C)}{2} \right]^2 \sqrt{\frac{100(S-C)}{D}} \quad (11.12)$$

Расчетные формулы (11.11) и (11.12) дают хорошие результаты при

$$\frac{l}{D} > 0,2 \frac{E}{\sigma^*} \sqrt{\left[\frac{2(S-C)}{D} \right]^3}.$$

Аппараты, имеющие цилиндрические обечайки с соотношением $l/D > \sqrt{D/2(S-C)}$, рассчитывают на прочность по одной из следующих формул:

толщина стенки

$$S = 1,06 \frac{D}{100} \sqrt[3]{\frac{P}{10^{-5} E}} + C + C_1; \quad (11.13)$$

допускаемое давление

$$P_{\text{доп}} = 0,85 \cdot 10^{-5} E \left[\frac{1100(S-C)}{D} \right]^3. \quad (11.14)$$

Эти формулы справедливы при условии

$$D/(S-C) > 0,85 \sqrt{E/\sigma^*}.$$

Приведенные методы расчета на устойчивость сосудов и аппаратов, работающих под наружным избыточным давлением, показывают, что необходимо применять стенки значительной толщины или в целях экономии металла применять тонкие стенки, усиленные кольцами жесткости.

Расчет цилиндрических сосудов, стенки которых усилены кольцами жесткости, производится по методике, изложенной в [55; 59].

11.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИЗГОТОВЛЕНИЕ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДНИЩ И КРЫШЕК

Днища изготавливаются из того же металла, что и обечайки. Форма применяемого днища зависит от требований технологического процесса. В теплообменных аппаратах чаще всего применяются эллиптические или сферические днища с отбортовкой для обеспечения высококачественной сварки с цилиндрической частью корпуса. Расчет днищ изложен в [9, 39, 55].

Под действием внутреннего давления в зоне переходной дуги от цилиндра к днищу всегда возникают большие напряжения изгиба. Поэтому для уменьшения напряжений высоту выпуклой части днища, стремятся выбрать не менее $0,2D$.

Стальные эллиптические днища изготавливают диаметром от 159 до 4000 мм.

Самым распространенным способом изготовления днищ является штамповка на прессах с помощью матрицы и пуансона. Днища диаметром до 1200 мм изготавливают из цельной заготовки, а днища большего диаметра штампуют из предварительно сваренного из нескольких частей листа при условии, что сварные швы параллельны и располагаются от центра на расстоянии не более $1/6$ диаметра.

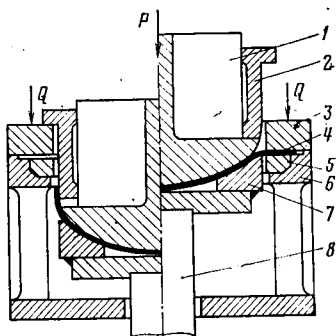


Рис. 11.5. Штмп для двухпереходной штамповки днищ за один ход пресса.

1 — пуансон; 2 — кольцо пуансона; 3 — прижимное кольцо; 4 — заготовка днища; 5 — протяжное кольцо; 6 — опорная часть пресса (матрица); 7 — формовая поддержка; 8 — плунжер.

Штамповку днищ из углеродистой или хромоникелевой сталей осуществляют как в холодном, так и в горячем состоянии на прессах в два приема: горячая штамповка, затем калибровка в холодном состоянии. Перед штамповкой днищ заготовку предварительно нагревают в камерной газовой печи до температуры $1150\text{--}1200^\circ\text{C}$, затем протягивают заготовку через матрицу с помощью пуансона, как это схематично представлено на рис. 11.5.

Заготовку 4 укладывают на матрицу 6 с протяжным кольцом 5 и центрируют, затем при помощи наружного ползуна ее прижимают к поверхности матрицы кольцом 3. Пуансоном 1 с кольцом 2 формируют центральную часть днища в подвижной матрице 7, выдвинутой нижним цилиндром 8 на уровень протяжного кольца 5.

При дальнейшем перемещении пуансона вниз заготовка проталкивается через протяжное кольцо и происходит окончательное формование эллиптического днища. Эллиптические отбортованные днища должны иметь отклонения от номинального диаметра в пределах $\pm 0,5\%$.

После обмера и технической приемки все штампованные днища обрабатывают на карусельных станках, на которых ведут обрезку и разделку кромок под сварку.

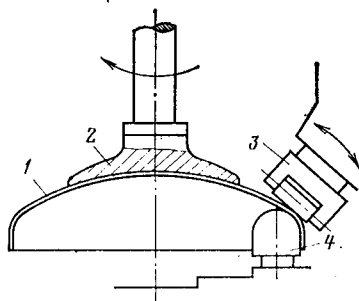
На некоторых машиностроительных заводах организовано изготовление эллиптических днищ на фланжерочных станках с помощью прижимных роликов. Формование днищ на этих станках производится в горячем состоянии в три перехода, как это схематично показано на рис. 11.6.

При первом переходе осуществляют обкатку на сферическом пуансоне для цели придания заготовке кривизны с радиусом сферы, равным $R=2,5D_n$. После первой обкатки заготовку направляют в газовую печь на подогрев, а затем, сменив на станке оснастку (пуансон и матрицу), приступают ко второму — переходному процессу формования.

Обкатку производят прижимным роликом с передвижением его от центра к периферии, поддерживая заготовку на опорном ролике,

Рис. 11.6. Схема фланжерочного станка для изготовления эллиптических днищ.

1 — днище; 2 — приводной механизм; 3 — прижимной подвижной ролик; 4 — опорный ролик.



который может перемещаться в радиальном направлении. После вторичного подогрева заготовки производят окончательную операцию — калибровку путем обкатки и проверки по шаблону. Дальнейшая доводка размеров днища производится на карусельном станке, где обрезают борта и снимают фаску для сварного шва.

На фланжерочном станке изготавливают эллиптические днища любого диаметра до 5000 мм при толщине стенки до 100 мм. Днища, изготовленные на фланжерочном станке, отличаются высоким качеством и допускаются к изготовлению аппаратов и паровых котлов на высокое давление.

В последнее время на заводах стали применять более прогрессивный способ изготовления днищ путем использования взрыва.

11.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ И ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЛЮКОВ, ШТУЦЕРОВ И БОБЫШЕК

Аппараты и сосуды оборудуются люками для осмотра и выполнения ремонтных работ, а также штуцерами и бобышками для присоединения трубопроводов, арматуры и контрольно-измерительных приборов.

Люки, штуцера и бобышки должны соответствовать по конструкции и прочности рабочему давлению внутри сосуда, при этом должны обеспечивать высокую герметичность. Люки и лазы (рис. 11.7) должны иметь диаметр не менее 400 мм при круглой форме и 300×400 мм — при овальной.

Согласно правилам Госгортехнадзора СССР на сосудах, работающих под давлением, сварка люков производится с приварными кольцами для укрепления выреза. Укрепляющее кольцо можно располагать как с внутренней, так и с наружной стороны сосуда.

Штуцеры изготавливаются из стальных труб необходимого размера. В зависимости от рабочего давления внутри аппарата выбирают размеры плоских приварных фланцев и стальных фланцев, приваренных встык. Толщина стенок штуцеров должна определяться расчетом на прочность по рабочему давлению в аппарате и нагрузкам, возникающим от присоединенных деталей трубопроводов и арматуры, однако она не должна быть меньше половины толщины стенки аппарата, к которому они привариваются. При выборе высоты штуцеров необходимо исходить из условий закладки болтов во фланцы со стороны сосуда, а также с учетом толщины слоя изоляции, закрепляемой на поверхности аппарата.

Способы присоединения штуцеров к аппаратам показаны на рис. 11.8. Лучшей конструкцией штуцера с точки зрения серийного

изготовления методом штамповки является штуцер с торовым воротником, который позволяет вести приварку к корпусу аппарата с помощью сварочных автоматов под слоем флюса.

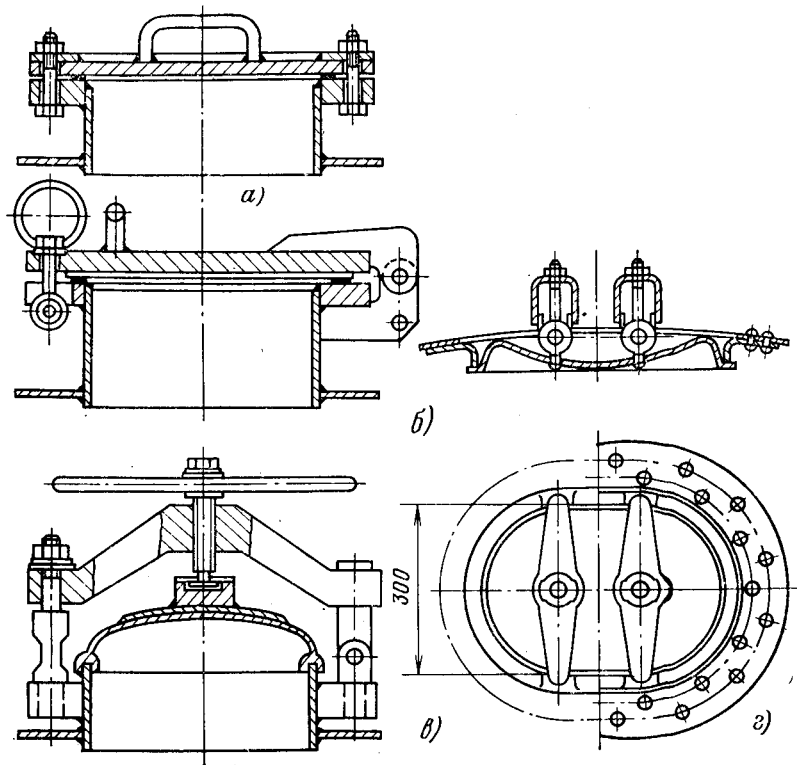


Рис. 11.7. Конструкции люков и лазов.

а — глухой люк; *б* — люк с откидными болтами; *в* — люк со скобкой; *г* — овальный люк.

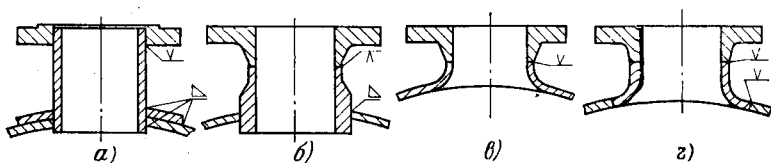


Рис. 11.8. Способы соединения штуцеров с корпусом аппарата.

а — сварное соединение с укрепляющим кольцом; *б* — сварное соединение с утолщенным пагрубком; *в* — сварное соединение с вытяжной горловиной корпуса; *г* — сварное соединение с тавровым воротником.

11.6. СБОРКА И СВАРКА ДЕТАЛЕЙ АППАРАТОВ

Сборка деталей сварных аппаратов выполняется на стендах, плазах, кантователях, кондукторах и стеллажах. Сборку начинают с соединения крупных деталей аппарата: обечаек, днищ, крышек и других тяжеловесных элементов. На всех операциях сборки целесообразно применять сварочные работы с последующей механической обработкой и подгонкой собираемых частей.

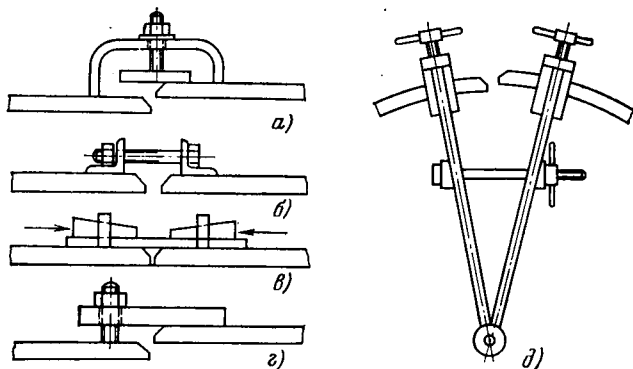


Рис. 11.9. Приспособления для сборки деталей аппаратуры под сварку.

а — сборка поджатием скобой; *б* — сборка стяжкой кромок с помощью болтов и временно приварных уголков; *в* — сборка с помощью клиньев; *г* — сборка с помощью приварных планок; *д* — сборка с помощью стяжных винтов.

В процессе сборки должны устраняться дефекты заготовительных операций, а также проводиться дополнительные работы, обеспечивающие качество сборки. В процессе сборки аппарата обращают внимание на детали, которые могут деформироваться или прогибаться. Поэтому при сборке тонкостенных сосудов и аппаратов применяют временные распорки и различные приспособления для подгонки соединяемых кромок под сварку. Некоторые приспособления показаны на рис. 11.9.

Сборка деталей — одна из самых трудоемких и ответственных операций изготовления аппаратов, поэтому она выполняется высококвалифицированными сборщиками. При серийном производстве сборку деталей аппаратов выполняют на механизированных стендах и кантователях, где имеется ряд устройств для подгонки продольных и кольцевых стыков под сварку. В практике изготовления стальных аппаратов получила широкое применение электродуговая сварка, которую можно выполнять ручным, полуавтоматическим и автоматическим способами.

Сварку стыковых швов при толщине листа от 3 до 8 мм выполняют без разделки кромок. Для листа толщиной 10—26 мм применяют одностороннюю V-образную разделку кромок, при толщине листа от 12 до 60 мм — двустороннюю X-образную разделку кромок.

В соответствии с этим автоматическую сварку под слоем флюса выполняют односторонним или двусторонним способом. Выбор режима автоматической сварки производят в зависимости от толщины

свариваемых кромок, формы разделки шва и свариваемости металла.

Крупные сварочные работы по изготовлению аппаратов выполняются при помощи автоматической сварки под слоем флюса. Для этой цели применяют автоматы и полуавтоматы, разработанные Институтом электросварки им. О. Е. Патона. Стационарные установки для автоматической сварки состоят из источников питания, сварочного устройства и стелды для передвижения свариваемых деталей.

Наружные продольные кольцевые стыки корпусов аппаратов сваривают сварочными тракторами типа ТЕ-17 МЦ или сварочными головками типа АБС, которые располагаются на консольной или портальной установках.

Перед автоматической сваркой производят подгонку кромок и предварительную прихватку ручным способом с шагом 400—500 мм по длине сварного шва.

Контроль качества сварного шва производят по установленной методике в зависимости от назначения аппарата. При любом способе контроля стремятся выявить дефекты сварных швов. К таким дефектам относятся нарушения размеров и формы сварного шва, непровар, подрезы вдоль сварного шва, пережог металла, трещины и другие дефекты.

Сварные швы сосудов и аппаратов, работающих под давлением, подлежат проверке путем внешнего осмотра и измерения размеров с помощью шаблонов и инструмента, а также химическому, механическому и металлографическому контролю на образцах, изготовленных из пластин такого же металла при соблюдении установленных условий сварки или полученных путем вырезки образцов из аппарата.

Согласно правилам Госгортехнадзора СССР производится просвечивание до 25% общей длины сварных швов на сосудах, работающих при давлении до 5,0 МПа. При работе аппаратов со взрывоопасными и ядовитыми веществами необходимо производить 100%-ную проверку сварных швов путем просвечивания рентгеновскими лучами или ультразвуковой дефектоскопии.

Правилами Госгортехнадзора СССР [55] требуется термическая обработка сосудов и аппаратов, работающих под избыточным давлением, в процессе изготовления которых при вальцевании, штамповке, сварке появились недопустимые внутренние напряжения. Термической обработке подлежат сосуды:

когда толщина листа равна или больше 5% внутреннего радиуса обечайки или наименьшего внутреннего радиуса кривизны штампованного днища и толщина стенки

$$S \geq \frac{D_{\text{в}} + 127}{120}; \quad (11.15)$$

когда вальцевание или штамповка листа из углеродистой стали проводились с нагревом и температура металла при окончании этих операций была ниже 700°C;

когда соединения обечайек, днищ, штуцеров и других деталей аппарата выполнялись многослойной сваркой без предварительного подогрева.

Режим термообработки состоит из показателей: температуры нагрева, времени выдержки, скорости нагрева и охлаждения, а также других условий, характеризующих работу термической печи.

Термообработка сварных швов производится с помощью газовых мангалок или электрических нагревателей, укладываемых на места сварных швов.

Для контроля термической обработки сосуда применяются контрольные сварные пластины, которые помещают одновременно с сосудом в газовую печь для термообработки в равных условиях. После извлечения контрольных пластин их разрезают на образцы и подвергают металлографическим исследованиям и испытанию на прочность. Результаты этих испытаний оформляют актом и прилагают к паспортной книге аппарата.

11.7. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Кожухотрубчатые теплообменники изготавливаются следующих типов:

ТН — с неподвижными трубными решетками (с жестким кожухом и жестко закрепленными трубными решетками);

ТК — с температурным компенсатором на кожухе (с жестко закрепленными трубными решетками);

ТП — с плавающей головкой (с жестким кожухом и одной жестко закрепленной трубной решеткой);

ТУ — с U-образными теплообменными трубами (с жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой);

ТС — с сальником на плавающей головке (с жестким кожухом и одной жестко закрепленной трубной решеткой).

Теплообменники типов ТН и ТК являются простыми в изготовлении и имеют наименьшую удельную металлоемкость. Основные параметры и размеры кожухотрубчатых теплообменных аппаратов приведены в табл. 11.4.

Рабочую длину труб в аппарате принимают равной 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 6000 и 9000 мм. В кожухотрубчатых теплообменниках с поверхностью до 300 м² рекомендуется принимать рабочую длину труб не более 4000 мм.

Диаметр аппарата и количество труб для искомой поверхности теплообмена уточняют по табл. 11.4. Толщину трубной решетки определяют по известной методике [9, 39].

В кожухотрубчатых теплообменниках, работающих под давлением свыше 1,0 МПа, толщину трубной решетки принимают равной диаметру развальцованных труб.

Трубные решетки изготавливают из листа необходимой толщины путем предварительной вырезки по кругу и последующей обработки

Таблица 11.4. Основные параметры и размеры ко жухогрубчатых теплообменных аппаратов

Наименование		Тип аппарата				
		ТН	ТК	ТП	ТУ	ТС
Поверхность теплообмена, м ²		От 1 до 2000*				
Условное давление в трубном или межтрубном пространствах, МПа		0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; (6,4)				
Диаметр кожуха, мм	наружный (при изготовлении из труб)	159; 273; 325; 426				
	внутренний (при изготовлении из листовой стали)	400; (500); 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200				
Наружный диаметр и толщина стенки теплообменных труб, мм		16×1,6; 20×2; 25×2,5; 38×2; (38×3); (57×3)				
Длина теплообменных труб, мм		1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 9000				
Схема и шаг размещения, мм, теплообменных труб в трубных решетках		По вершинам равносторонних треугольников: 21 для труб диаметром 16 мм 26 " " " " 20 мм 32 " " " " 25 мм 48 " " " " 38 мм 70 " " " " 57 мм				
		По вершинам квадратов или равно- сторонних треугольников: 26 для труб диаметром 20 мм 32 " " " " 25 мм 48 " " " " 38 мм				

Примечания: 1. Поверхность теплообмена определяется по наружному диаметру теплообменных труб. 2. Размеры, заключенные в скобки, применять только для теплообменных аппаратов, изготовляемых по индивидуальным заказам в technically обоснованных случаях.

на металлорежущих станках. После обработки заготовку размечают под сверление отверстий для труб и болтовых соединений. Сверловку отверстий в решетках ведут на радиально-сверлильных станках индивидуально по кондуктору, а при малой толщине решеток — по несколько штук — пакетом. Диаметр отверстий под вальцовку труб должен превышать наружный диаметр труб на 1,5—2,0%. Чистота обработки гнезд под трубы в решетке должна быть не ниже пятого класса точности.

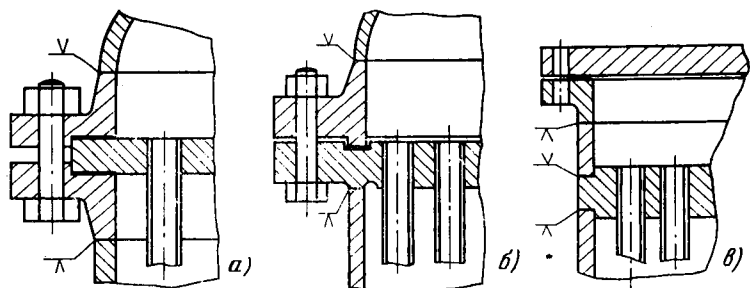


Рис. 11.10. Способы крепления трубной решетки к корпусам теплообменников.

а — разъемное соединение с расположением решетки между фланцами; *б* — сварное соединение встык; *в* — сварное соединение по периметру.

Способы крепления трубных решеток к корпусу аппарата приведены на рис. 11.10. Крепление решеток из цветных металлов производят путем зажатия их между стальными фланцами крышки и корпуса с прокладками для герметизации (рис. 11.10, *а*).

Приварку трубных решеток к корпусу аппарата ведут несколькими способами, но эффективными являются те, в результате применения которых уменьшается объем механической обработки и упрощается ведение сварочных работ (рис. 11.10, *б*, *в*).

При изготовлении кожухотрубчатых теплообменников на рабочее давление более 1,6 МПа трубные решетки приваривают способом, указанным на рис. 11.10, *б*. Достоинством этого способа является возможность выполнения сварки на автоматах под слоем флюса.

В стальных кожухотрубчатых теплообменниках применяются стальные цельнотянутые трубы с наружным диаметром 16×1,6; 20×2; 25×2; 25×2,5; 38×2; 38×2,5; 38×3; 57×3 и др.

В зависимости от назначения кожухотрубчатых теплообменников применяются трубы из стали 10 и 20 и трубы из цветных металлов. Наибольшее применение получили трубы из сплавов АМг2М и трубы из латуни ЛОМш 70-1-0,06 или ЛАМш 77-2-0,06. Для изготовления теплообменников из нержавеющей стали применяются трубы из стали 0Х18Н10Т или Х17Н13М2Т.

Согласно разработанной технологии укладку труб в гнезда решетки производят после отжига и очистки концов труб. Крепление труб в решетках осуществляют следующими способами: развальцовкой с помощью ручной или механической вальцовки, электродуговой сваркой, пайкой, взрывом закладных патронов, на эпоксидном клее. Из всех перечисленных способов наибольшее применение имеет развальцовка.

В процессе развальцовки металл трубы испытывает остаточную деформацию, а прилегающий к трубе металл трубной решетки остается в пределах упругой деформации. В результате такого контакта создается прочноплотное соединение труб с телом решетки, способное выдержать достаточно высокое давление теплоносителя и обеспечить герметичность со стороны как межтрубного, так и трубного пространства.

Для обеспечения качества вальцевания концы труб, выступающие над решеткой, не должны превышать 5 мм. При развальцовке с отбортовкой выступающие концы труб «под колокольчик» принимают в пределах 8 мм. Для создания прочного закрепления труб в гнездах решетки иногда выполняют кольцевые канавки глубиной 0,25—0,3 мм. При развальцовке труб необходимо следить за тем, чтобы ролики вальцовки деформировали концы труб без дефектов: подрезов, перекосов, трещин и разрывов труб.

Применяя теплообменники с развальцованными трубами, надо иметь в виду, что при температурах свыше 450°C для стальных труб и 250°C для труб из цветных металлов наблюдаются явления ползучести и релаксации, которые приводят к ослаблению крепления труб в гнездах решеток. Кроме того, агрессивные теплоносители вызывают щелевую коррозию в местах крепления труб, что приводит к преждевременному выходу теплообменников из строя.

В связи с этим для создания более надежного крепления труб в трубных решетках теплообменников, работающих при температурах свыше 450°C и рабочем давлении более 14 МПа, применяют сварку труб в сочетании с развальцовкой. Опыт показал, что применение сварки без дополнительной развальцовки целесообразно только для решеток толщиной меньше наружного диаметра труб.

В современных теплообменниках число труб в одном пучке достигает нескольких тысяч. Очевидно, что при таком числе труб необходимо применять автоматы как для сварки, так и для развальцовки труб в решетках. В качестве машин для развальцовки труб диаметром от 10 до 89 мм применяют электрическую машину типа МЭР или ВЭП-66.

Качество крепления труб в решетках проверяют гидравлическим испытанием на плотность, при котором не должно быть течей и мокрых пятен по периметру труб. Гидравлическое испытание проводят после окончания развальцовки на давление, указанное в проекте.

Температурные напряжения в корпусе и трубах аппарата

В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах жесткой конструкции под действием температурных деформаций возникают в трубах и корпусе аппарата равнозначные сжимающие и растягивающие усилия. Если температурное удлинение труб больше температурного удлинения корпуса, то трубы испытывают сжимающее усилие, а в корпусе возникнет равное по величине растягивающее усилие.

Предположим, что при этих условиях трубная решетка не деформируется, температура труб больше температуры корпуса ($t_T > t_K$) и температурное удлинение труб больше, чем корпуса ($\alpha_T > \alpha_K$). Для этих условий можно составить уравнение

$$R_T = R_K = R = \frac{[(\alpha_T - \alpha_K) t_K + \alpha_T (t_T - t_K)] E_T E_K F_T F_K}{E_T F_T + E_K F_K}, \quad (11.16)$$

где R_T, R_K — растягивающие и сжимающие усилия от температурных деформаций в трубах и корпусе; α_T, α_K — коэффициенты температурного расширения труб и корпуса; t_T, t_K — температуры стенок труб и корпуса; $F_T = \frac{\pi (d_{Hn}^2 - d_{Hk}^2)}{4} n$ — суммарная площадь поперечного сечения всех труб; F_K — площадь поперечного сечения корпуса.

Температурные напряжения в трубах σ_T и в корпусе σ_K определяют из уравнений (11.16):

$$\sigma_T = \frac{R}{F_T} = \frac{[(\alpha_T - \alpha_K) t_K + \alpha_T (t_T - t_K)] E_T E_K F_K}{E_T F_T + E_K F_K}; \quad (11.17)$$

$$\sigma_K = \frac{R}{F_K} = \frac{[(\alpha_T - \alpha_K) t_K + \alpha_T (t_T - t_K)] E_T E_K F_T}{E_T F_T + E_K F_K}. \quad (11.18)$$

Если корпус и трубы выполнены из одинакового материала, тогда $\alpha_T = \alpha_K = \alpha$, $E_T = E_K = E$ и уравнения (11.17) и (11.18) можно упростить:

$$\sigma_T = \frac{\alpha (t_T - t_K) E F_K}{F_T + F_K}; \quad (11.19)$$

$$\sigma_K = \frac{\alpha (t_T - t_K) E F_T}{F_T + F_K}. \quad (11.20)$$

Из уравнений (11.17) и (11.18) следует, что

$$\sigma_T / \sigma_K = F_K / F_T, \quad (11.21)$$

т. е. напряжения, возникающие в трубах и корпусе жесткого теплообменника, обратно пропорциональны их площадям поперечного сечения. Принимая площади сечения труб и корпуса равными, можно установить, что

$$\sigma = \sigma_T = \sigma_K = \frac{R}{T} = \frac{\alpha (t_T - t_K) E}{2}. \quad (11.22)$$

Для стали Ст3 $\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6}$ 1/К, $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа, $\sigma_B = 380$ МПа. Можно вычислить максимальную разность температур, при которых произойдут разрушающие деформации:

$$t_T - t_K = \frac{2\sigma}{\alpha E} = \frac{2 \cdot 380}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 2,1 \cdot 10^6} = 325^\circ\text{C}.$$

Учитывая, что температурные напряжения в трубах оказывают прежде всего разрушающее воздействие на крепление их в гнездах трубной решетки, где допускаемое напряжение в 10 раз и более меньше допускаемого напряжения для основного материала, для кожухотрубчатых теплообменников жесткой конструкции типа ТН допускается разность между температурами стенок корпуса и труб не более 40°C . Когда эта разность превышает 40°C , то на корпусе аппарата необходимо устанавливать линзовый компенсатор для восприятия температурных деформаций и снижения напряжений в трубах и корпусе.

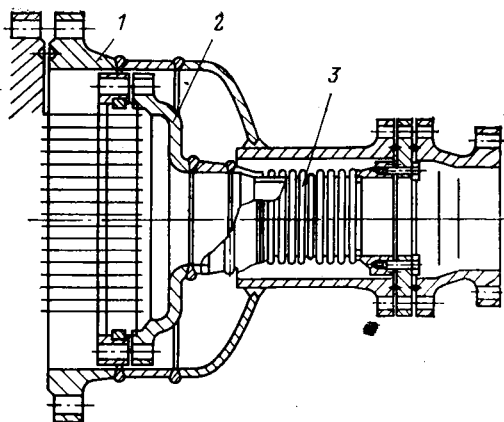


Рис. 11.11. Устройство волнового компенсатора на плавающей головке теплообменника.

1 — крышка теплообменника; 2 — плавающая головка пучка труб; 3 — волновой компенсатор.

Теплообменники с плавающей головкой рассчитаны на рабочее давление от 1,6 до 6,4 МПа в трубном или в межтрубном пространстве в пределах рабочих температур от -30 до $+450^{\circ}\text{C}$.

Теплообменники с сальником на плавающей головке (рис. 11.11) рассчитаны на рабочее давление до 1,0 МПа. Конструктивные размеры волнистых компенсаторов определяются расчетом, однако для уменьшения термических деформаций компенсатора желательно принимать длину труб не более 2 м.

11.8. ИСПЫТАНИЕ АППАРАТОВ

Гидравлическое испытание аппаратов производится после выполнения всех сварочных и сборочных работ с целью проверки и прочности деталей, и плотности сварных и разъёмных соединений. Испытание проводят чистой водой с температурой не ниже 5°C и не выше 40°C , которую закачивают с помощью гидравлического насоса в аппарат до давления, регламентированного рабочим чертежом. Пробное давление для аппаратов должно соответствовать «Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» [55]. Пробное гидравлическое давление зависит от рабочего и приведено в табл. 11.5.

Время выдержки под пробным давлением для аппаратов с толщиной стенки до 50 мм должно быть равным 10 мин.

После снижения пробного давления до рабочего необходимо тщательно осмотреть все сварные швы, прилегающие к ним участки и другие сомнительные места аппарата с целью обнаружения возможных течей и разрывов.

В некоторых случаях разрешается проводить обстукивание участков сварного шва молотком массой в 1 кг при подъёме на высоту не более 0,5 м.

Таблица 11.5. Пробное давление при гидравлическом испытании сосудов и аппаратов, работающих под давлением

Наименование сосудов	Рабочее давление $p_{\text{раб}}$, МПа	Пробное давление на заводе-изготовителе $p_{\text{пр}}$, МПа
Все сосуды, кроме литых	Ниже 0,5	$1,5 p_{\text{раб}} \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t}$, но не менее 0,2 МПа
То же	0,5 и выше	$1,25 p_{\text{раб}} \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t}$, но не менее $p + 0,3$ МПа
Литье	Независимо от давления	$1,5 p_{\text{раб}} \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t}$, но не менее 0,3 МПа

Пр и м е ч а н и е. σ_{20} —допускаемое напряжение для материала сосуда при температуре стенки 20°C, МПа; σ_t — допускаемое напряжение для материала при расчетной температуре стенки сосуда, МПа; $p_{\text{раб}}$ —рабочее давление в сосудах, МПа.

Аппарат считается выдержавшим гидравлическое испытание при условии, что при осмотре не было обнаружено разрывов, течи, слезинок или «запотевания» (серых пятен) на металле сосуда и сварных швах, а также видимых остаточных деформаций.

Пневматическое испытание аппаратов проводят в тех случаях, когда по техническим условиям запрещено применение воды. Такое запрещение может вызываться чрезвычайно высоким гидростатическим давлением и массой воды, опасностью соприкосновения некоторых газов или жидких веществ с остаточной влагой на внутренних поверхностях сосуда, а также при наличии футеровок или защитных покрытий из неметаллических материалов и др.

Пневматическое испытание проводят воздухом, поступающим от компрессора, с давлением, не превышающим рабочее давление в аппарате.

Испытание проводят в три приема. Вначале постепенно поднимают давление в аппарате до величины, равной $0,5p_{\text{раб}}$; после 5-минутной выдержки и удовлетворительной герметичности поднимают давление до $0,75p_{\text{раб}}$. При этом давлении производят обмазку сварных швов мыльной водой или эмульсией. Если на сварных швах и разъёмных соединениях не обнаруживаются мыльные пузыри, производят дальнейшее повышение давления до рабочего. При этом максимальном и предельном давлении производят вторичную обмазку швов и соединений мыльным раствором и по появлению пузырьков определяют дефектные места.

В особых случаях для пневматического испытания применяют аммиак, который добавляют к воздуху до 1% объема. При неплотности сварных швов и других соединений аммиак будет проходить через поры и щели и может быть обнаружен течеискателем или

магой, пропитанной раствором азотнокислой ртути. Такую бумагу накладывают на сварные швы. При взаимодействии просачивающегося аммиака с пропиткой на бумаге появляются черные пятна в месте расположения дефекта.

После проведения испытаний сосуда составляют акт, в котором отмечают результаты осмотра, качество сварных швов и других соединений. Дефекты, выявленные в процессе гидравлического или пневматического испытания, устраняют, о чем делается также запись в акте.

Глава двенадцатая

ЗДАНИЯ И СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

12.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЗДАНИЯМ И СТРОИТЕЛЬНЫМ СООРУЖЕНИЯМ

Промышленными зданиями называются постройки, в которых размещается оборудование, предназначенное для производства и создания необходимых условий труда для обслуживающего персонала. Промышленные здания возводят из отдельных строительных элементов: блоков фундаментов; стен и перекрытий, колонн, крыши, перегородок, окон, дверей, лестниц, площадок и т. д.

Промышленные здания разделяются по назначению на производственные, в которых вырабатывают товарную продукцию, вспомогательные, к которым относятся электроподстанции, вентиляционные помещения, лаборатории, ремонтные мастерские, склады сырья и готовой продукции, и обслуживающие — бытовые и административно-канторские помещения.

Промышленные здания и сооружения проектируют по строительным нормам, правилам СНиП М-2,72 и «Правилам и нормам техники безопасности и промышленной санитарии для проектирования и эксплуатации пожаро- и взрывоопасных производств химической и нефтехимической промышленности». Согласно этим нормативным документам все производства разделяются по степени пожарной опасности на шесть категорий (А, Б, В, Г, Д и Е).

К взрывоопасным относятся производства, при которых могут образовываться взрывоопасные смеси в объеме, превышающем 5% объема помещений.

К категории А относятся производства взрывопожароопасные, в которых применяют горючие газы и жидкости с температурой вспышки паров до 28°C.

К категории Б относятся менее взрывопожароопасные производства, в которых применяют горючие газы с нижним пределом взрывоопасности более 10% к объему воздуха, а также жидкости с температурой вспышки паров от 28 до 61°C включительно.

К категории В относятся пожароопасные производства, в которых обрабатываются горючие вещества.

К категории Г относятся производства, в которых негорючие вещества и материалы находятся в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии и процессы обработки которых сопровождаются выделением лучистой теплоты, искр и пламени.

К категории Д относятся производства, связанные с негоряемыми материалами в холодном состоянии.

К категории Е относятся пожароопасные производства, в которых по условиям технологического процесса может быть только взрыв без последующего горения.

Здания и сооружения для каждой категории производства должны возводиться из соответствующих строительных материалов. Согласно СНиП II-A.5-70 все строительные материалы и конструкции зданий разделяются на сгораемые, трудносгораемые и негоряемые. К сгораемым материалам относятся деревянные конструкции, детали, выполненные из органических веществ и пластических масс, способные при пожаре самостоятельно гореть или развивать очаг пожара.

Трудносгораемыми материалами называются такие, которые самостоятельно не горят и не распространяют горение по поверхности. К ним относят композиции, выполненные из сгораемых и негоряемых материалов.

К негоряемым материалам относятся природные камни, кирпич, бетон, стекло и конструкции, выполненные из неорганических материалов.

Промышленные здания и сооружения возводятся из огнестойких материалов, способных в условиях пожара сохранять свою несущую способность.

При разработке объемно-планировочных решений и конструкций зданий для взрыво- и пожароопасных производств необходимо избегать использования подвальных помещений, где могут накапливаться пары и газы, которые тяжелее воздуха, и куда могут проникать горючие жидкости при проливах.

Производственные помещения, в которых устанавливается оборудование взрыво- и пожароопасных производств, сооружают одноэтажными с двусторонним освещением. Оборудование в них размещают на отдельных фундаментах, металлических каркасах и этажерках. Многоэтажные здания возводят, как правило, из сборного железобетона. Высота многоэтажного производственного здания не должна быть более высоты шести этажей. Размещение оборудования ведут по этажам с соблюдением норм техники безопасности.

Взрывопожароопасные помещения должны быть отделены от помещений с нормальными условиями производства кирпичными или железобетонными стенами. В перекрытиях многоэтажных зданий категорий А, Б и Е, где применяются или перерабатываются легковоспламеняющиеся и горючие жидкости, а также в производственных помещениях, где возникает опасность распространения сильнодействующих ядовитых веществ в другие этажи, устройство междуэтажных проемов категорически запрещается.

Наружные ограждающие конструкции зданий производств категорий А, Б и Е необходимо проектировать легкообрасываемыми в случае возникновения взрывной волны. Площадь легкообрасываемых конструкций определяется расчетом, и ее следует принимать для производств категорий А и Е не менее $0,065 \text{ м}^2$ и для производств категории Б не менее $0,05 \text{ м}^2$ на каждый 1 м^3 помещения.

К легкообрасываемым конструкциям относятся окна, двери и обшивки стен из шифера и листов алюминия или кровельного железа, а также крыши, выполненные из облегченных сборных плит массой не более 120 кг/м^2 .

Аэрационные фонари, расположенные в крыше, необходимо проектировать с вертикальным остеклением и механизированным открыванием переплетов.

В соответствии с СНиП II-М2-72 во взрывопожароопасных помещениях необходимо предусматривать не менее двух выходов для обслуживающего персонала.

Особые требования предъявляются к устройству и расположению оборудования во взрывоопасных помещениях. Согласно существующим правилам не допускается размещение электротехнических устройств над или под помещениями, отнесенными к категориям А, Б и Е. Трансформаторные подстанции, помещения для КИП и распределительных устройств рекомендуется располагать с торцевой стороны здания и отделять лестничной клеткой.

Для большей безопасности рекомендуется взрывопожароопасные установки размещать на открытых площадках. Площадь отдельно стоящей установки с производствами категорий А и Б не должна превышать 3000 м² при высоте оборудования до 30 м. При большей площади установки делятся на секции с разрывом между ними не менее 15 м. Каркасы и этажерки для наружного размещения установок рекомендуется выполнять из типового сборного железобетона.

12.2. СТРОИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Строительство промышленных зданий, как правило, ведется из отдельных элементов, состоящих из бетона и стальной арматуры; такое сочетание материалов способно воспринимать растягивающие и изгибающие нагрузки. В промышленном строительстве из железобетонных элементов возводятся каркасы, колонны, стеновые перегородки, перекрытия, лестничные марши, подкрановые балки, эстакады, мосты и другие ответственные сооружения.

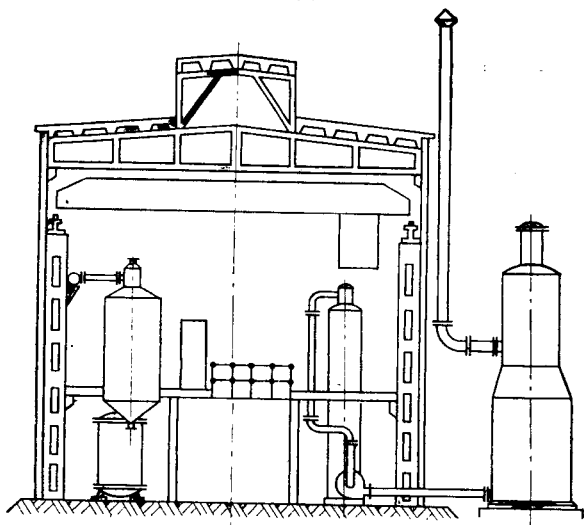


Рис. 12.1. Одноэтажное здание шатрового типа.

На рис. 12.1 показано одноэтажное здание шатрового типа, состоящее из фундамента, железобетонных колонн, подкрановых балок, пролетных ферм, плит для крыши и стен в виде составных панелей.

Каркас промышленного здания является самым ответственным сооружением. Основой каркаса являются несущие колонны, которые поддерживают все элементы здания и передают нагрузку на фундамент, расположенный на твердом основании грунта. Расстояние между колоннами в продольных рядах называется шагом колонн, который в целях стандартизации элементов здания принят равным 6 м.

В зависимости от назначения производственного здания расстояние между осями колонн в поперечном направлении здания выбирается кратным шести и составляет 12, 18, 24 м и т. д.

В производственных зданиях высоту одноэтажных помещений принимают в зависимости от пролета равной 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,6; 14,4 и 18,6 м.

В помещениях, оборудованных мостовыми кранами, необходимо учитывать высоту от пола до головки рельса подкрановых путей. Так, для помещений высотой 8,4 м отметка головки подкранового рельса должна соответствовать 6,15 м, при высоте помещения 9,6—6,95 м, при 10,8—8,15, при 12,6—9,65 и т. д. Указанные высоты увязываются с размерами и конструктивными требованиями устанавливаемого мостового крана.

При разработке проекта многоэтажных зданий высоту первого этажа принимают равной 7,2 м, а последующие этажи могут иметь 3,6; 4,8 или 6,0 м в зависимости от длины пролета и размеров устанавливаемого оборудования. Многоэтажные здания с одинаковой высотой этажей (рис. 12.2) сооружаются из стандартных элементов, изготовленных на заводе железобетонных изделий.

Каркасы здания образуют пространственную этажерку, на которой укладываются все строительные элементы. Материалом для изготовления каркаса служат бетон и стальной прокат. Железобетонные каркасы устраивают из сборных элементов, изготовленных по типовым чертежам, с закладными металлическими частями для крепления методом электросварки с последующим их бетонированием.

Колонны являются основными несущими элементами каркаса и изготавливаются прямоугольного сечения из железобетона. Колонны, предназначенные для установки мостового крана, должны иметь подкрановые консоли или вторую опорную ветвь, соединенную по высоте распорками через 1—1,5 м. Подкрановые балки, уложенные на консоли колонн, должны обеспечивать каркасу здания пространствен-

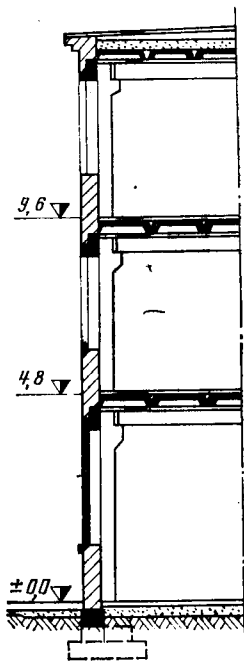


Рис. 12.2. Многоэтажное промышленное здание с одинаковой высотой этажей.

ную устойчивость и служат для укладки рельсов мостового крана. Верхняя часть колонн служит опорой для несущих покрытий здания, состоящих из одно- и двускатных балок, ферм, различных подстропильных конструкций для поддержания фонаря и кровли. Установка колонн и других элементов каркаса на фундаменты должна вестись по строго геометрической схеме и с большой точностью расположения в плане и по высоте. Правильность установки колонн зависит от устройства фундаментов и их расположения в плане, по вертикали и по высоте.

Фундаменты сооружаются на естественном основании грунта или искусственном основании, когда из-за недостаточной прочности грунта принимают меры по его укреплению. Слабые грунты уплотняют щебенкой или укрепляют набивными сваями. Материалами для ленточных фундаментов несущих стен служат бутовый камень и бетон. Фундаменты для несущих колонн каркаса выполняют из железобетонных блоков и плит, уложенных на укрепленном грунте (рис. 12.3).

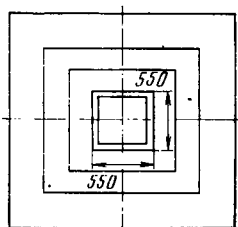
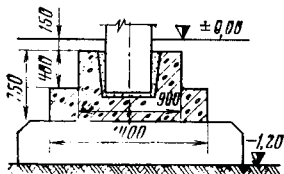


Рис. 12.3. Фундамент под несущую колонну здания.

супесей и суглинков 2,0 кгс/см², для глин 1,0 кгс/см².

Фундаменты в виде железобетонных стаканов должны укладываться на грунт без перекосов и строго по размерам. Точность установки фундаментов предусматривает смещение от проектной отметки на ± 5 мм, при этом зазор между проектным положением граней колонн и стенками стакана должен быть не более ± 3 мм.

Стены каркасных промышленных зданий выполняются из кирпича, блоков или панелей, из листовых материалов. По назначению стены подразделяются на наружные и внутренние. Наружные стены ограждают помещение от внешних метеорологических факторов, а иногда воспринимают нагрузки от перекрытий, кровли и площадок. Несущие стены толщиной 250, 380 и 510 мм выполняются из кирпича. В помещениях, где имеются агрессивные среды, стены защищают штукатуркой, керамической глазурованной плиткой или кислотоупорными материалами. В зданиях шатрового типа между колоннами сооружают стены из панелей, которые укладывают на горизонтальные ригели. В складских помещениях или помещениях для подготовки сырья и печных отделениях можно вместо панелей при-

менять обшивку из волнистого шифера или листового металла (железа, алюминия и др.).

В промышленных зданиях, где должна поддерживаться определенная температура, стены толщиной 380 мм выполняют из кирпича. Панельные стены отапливаемых зданий при длине 6 м и ширине 0,9; 1,2; 1,5 и 1,8 м изготавливают из ячеистых бетонов толщиной 240 и 300 мм. Внутренние стены панельного типа имеют толщину 160 и 200 мм. Перегородки можно выполнять из стеклянных блоков и стеклопрофилита.

Фундаментные балки укладывают между колоннами на выступы основных фундаментов с целью сооружения на них наружных и внутренних стен. Обычно фундаментные балки устанавливают на отметке 0,45 м над полом и засыпают шлаком и песком.

Ригели или обвязочные балки применяются для опирания наружных стен в местах, где кладка выполняется из кирпича, а также для укладки железобетонных панелей и перекрытий многоэтажного здания. Обвязочные балки устанавливают на консоли несущих колонн, а затем скрепляют их путем сварки с колоннами, стыкуемой арматурой и защитными деталями. При строительстве многоэтажных зданий каркасного типа обвязочные балки изготавливают из металла с таким расчетом, чтобы после сварки образовался по периметру здания металлический пояс, удерживающий железобетонные колонны в вертикальном положении.

Подкрановые балки изготавливаются из железобетона трапециевидного сечения с укладкой стальной арматуры в нижней части основания, где имеют место растягивающие напряжения при изгибе. В зависимости от крановых нагрузок и шага колонн подкрановые балки изготавливаются составными при условии, что соединение их располагается на одной консоли железобетонной колонны. Крепление балок к консолям колонн, а также между составными частями производят при помощи закладных металлических деталей, которые сваривают и заделывают бетоном. Способ укладки подкрановых балок и ригелей на консолях колонн показан на рис. 12.4.

Фермы и несущие конструкции покрытия здания также устанавливают непосредственно на головку колонны. Железобетонные фермы при пролетах 12 и 18 м изготавливают цельными, а при больших пролетах — составными решетчатого типа. По верхнему поясу стропильных ферм (в узлах ферм) укладывают прогоны, по которым сооружают кровлю.

Кровля обычно состоит из железобетонных плит, уложенных по прогонам, и слоя (стяжки) из цементного раствора. На выровненную поверхность покрытия наклеивают гидроизоляционный ковер, состоящий из нескольких слоев рубероида, прикрепляемого би-

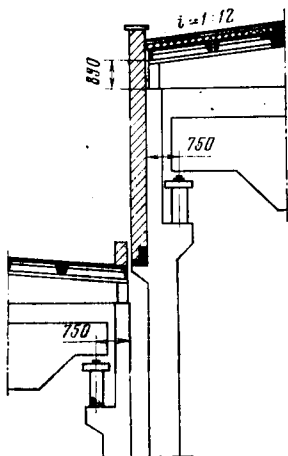


Рис. 12.4. Способ укладки подкрановых балок и ригелей на консолях колонн.

тумной мастикой. Промышленные здания для паровых котлов, печей, сушилок и другого теплотехнического оборудования имеют холодную кровлю, выполняемую из волнистого шифера, уложенного по прогонам или досчатому настилу.

Фонари в промышленных зданиях служат для дополнительного освещения и для создания вентиляционной тяги — аэрации. Фонари устраивают на несущих конструкциях ферм и покрытиях.

Лестницы в промышленных зданиях подразделяются на основные, служебные, аварийные и пожарные. Основные лестницы предназначены для повседневного сообщения между этажами. Такие лестницы располагают в торцах или середине помещения в лестничных клетках. Лестницы состоят из маршей и площадок. Ширина маршей основных лестниц должна быть не менее 1,05 м с числом ступеней не менее 5. В зависимости от количества маршей в пределах высоты одного этажа лестницы бывают одномаршевые, двухмаршевые и трехмаршевые. Наиболее распространенными являются двухмаршевые лестницы, которые изготавливают из стандартных железобетонных элементов. Служебные лестницы применяются для обслуживания технологического оборудования, расположенного на разных отметках. Марши и площадки должны иметь ограждение в виде перил. Обслуживающие площадки и служебные лестницы можно крепить непосредственно к оборудованию, когда это допускают его несущая способность и прочность. Аварийные лестницы служат для эвакуации людей и устанавливаются снаружи здания с выходными площадками (балконами) на каждом этаже. Пожарные лестницы устраивают снаружи зданий, высота которых превышает 10 м.

Полы в производственных зданиях несут большую нагрузку. В зависимости от назначения полы выполняют асфальтовые общего назначения или из керамических плиток, укладываемых на бетонное основание. В помещениях бытового назначения полы выполняют из досок или паркета.

Окна устраивают для освещения помещения. Площадь оконных проемов составляет 35—50% площади наружных стен. Размеры оконных переплетов стандартные, изготавливают оконные переплеты из дерева, металла и железобетона. Одинарное остекление применяют для неотапливаемых помещений, двойное остекление — в производственных помещениях, где разность температур внутри и вне помещения превышает 30°C. Согласно санитарным нормам ориентировочная норма площади световых проемов в производственных помещениях должна составлять 12—20% площади пола.

Ворота устраивают на первом этаже для проезда автотранспорта и транспортировки оборудования при монтаже и ремонтах. Ворота изготавливают из дерева или металла стандартных размеров 3×3 или 4×3 м.

Двери предназначаются для входа и выхода людей на каждом этаже в местах лестничных клеток, коридоров и выходных лестниц. Количество дверей и их размеры в промышленных зданиях определяются для каждого помещения в зависимости от требуемой пропускной способности, характера производства и категории взрывопожароопасности. Двери двустворчатые, изготовленные из дерева, должны иметь ширину 1,29 м и высоту 2 или 2,3 м. В помещениях со взрывопожароопасными установками и производствами изготавливаются двери из неокрашаемого металла.

Глава тринадцатая

МОНТАЖ ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

13.1. ОРГАНИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫХ РАБОТ

Выполнение работ по строительству зданий и сооружений поручают строительной организации, которая берет на себя координационные функции генерального подрядчика. Эта организация привлекает в качестве субподрядчиков специализированные организации для выполнения монтажных, сантехнических, электротехнических, теплоизоляционных и других работ.

В зависимости от объема строительно-монтажных работ и величины объекта на строительной площадке сооружаются различные строительно-приготовительные узлы, деревообрабатывающие, ремонтно-механические, трубозаготовительные, электромонтажные и другие мастерские. Все эти производственные базы создаются на основе проекта организации строительства (ПОС) с целью обеспечения строительных и монтажных участков готовыми строительными конструкциями, деталями и узлами. При такой организации работ широко внедряются индустриальные методы строительства и монтажа, которые сводятся главным образом к сборке готовых деталей и узлов.

Для выполнения монтажных работ разрабатывается проект производства работ (ППР), который содержит следующие разделы:

- сведения об объемах монтажных работ и сметно-финансовые расчеты по трудовым затратам;

- монтажные характеристики оборудования (масса, габариты) и технические условия монтажа;

- объемы изготовления металлоконструкций и трубопроводов, а также трудовые затраты на их изготовление и монтаж;

- технические решения по монтажу оборудования с применением грузоподъемных кранов и средств механизации;

- график совмещенного производства строительных, монтажных и специальных работ, выполняемых всеми организациями на объекте;

- рабочие чертежи конструкций металлических детализовочные (КМД) и рабочие чертежи конструкций трубопроводов детализовочные (КТД), а также схемы и технологические карты на последовательность монтажа металлоконструкций и трубопроводов;

- перечень монтажного оборудования, механизмов, инструмента и материалов, необходимых для выполнения монтажных работ;

- чертежи на необходимые подмости, леса, лестницы и площадки для производства работ на высоте;

- перечень мероприятий по технике безопасности и охране труда.

В проекте производства работ по монтажу установок особо обращают внимание на такелажные операции: доставку оборудования в зону монтажа, сборку деталей оборудования и крупных трубопроводов, выбор грузоподъемных механизмов, приспособлений и инструмента. Очередность производства отдельных видов монтажных работ определяется календарным графиком, в котором указываются сроки начала и окончания работ и время пуска объекта в эксплуатацию.

При разработке календарного графика обращают внимание на использование передовых методов ведения работ, обеспечивающих высокую производительность труда монтажников путем рационального использования имеющихся механизмов и машин.

Наиболее прогрессивной формой организации труда являются комплексные бригады, которые выполняют монтажные работы по графику движения рабочей силы. В связи с многообразием монтажных работ рабочие комплексных бригад должны быть квалифицированными и владеющими несколькими профессиями.

На протяжении всей работы бригад необходимо следить за бесперебойным снабжением материалами, деталями, инструментом, за четкой работой механизмов и машин, чтобы свести непроизводительные работы и простои до минимума. Большое значение для своевременного выполнения монтажных работ приобретают мероприятия по оздоровлению условий труда. На монтажных участках необходимо создавать хорошее освещение, устройства для обогрева людей в зимний период года, а также проводить мероприятия по предупреждению производственного травматизма.

13.2. МОНТАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ИНСТРУМЕНТЫ

При монтаже тяжеловесного оборудования выполняются такелажные работы, состоящие из погрузочно-разгрузочных операций, перемещения груза от склада к месту монтажа, а также подъема его на высоту с установкой и закреплением на фундаменте. Погрузочно-разгрузочные операции выполняют с помощью гусеничных или пневмоколесных кранов. Для перемещения и транспортировки оборудования используют тракторы и автомобили с прицепными платформами или трейлерами, а также железнодорожные платформы специального назначения.

Для выполнения монтажных работ применяют механизмы, предусмотренные проектом производства работ. Выбор механизмов зависит от конструкции, массы и габаритов оборудования. Обычно применяют гусеничные стреловые или башенные краны необходимой грузоподъемности.

Для монтажа тяжеловесных колонн и аппаратов применяются металлические мачты, порталы, шевры и другие устройства, обеспечивающие безопасные способы производства такелажных работ.

Для выполнения монтажных операций применяются лебедки, блоки, полиспасты, тали и другие инструменты.

Подвешивание грузов производят с помощью стропов, представляющих собой отрезки мягких канатов с устройствами для увязки груза. На рис. 13.1 показаны стропы, применяющиеся при монтаже аппаратуры.

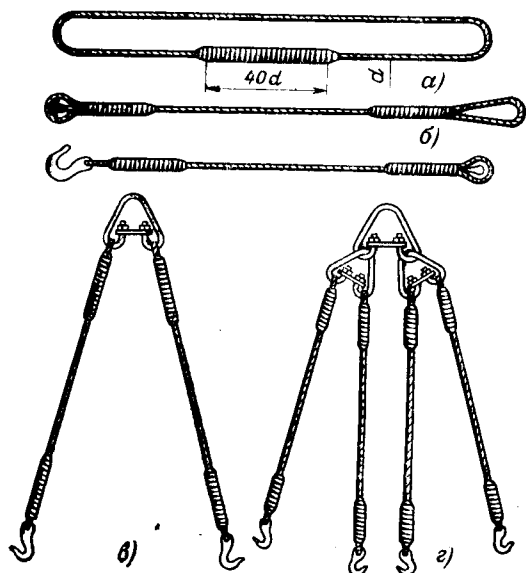


Рис. 13.1. Стропы.

а — универсальный; б — облегченный; в — двухветвевой; г — четырехветвевой.

Для крепления стропов на аппаратах должны быть приварены скобы, ложные штуцера или проушины. Способы строповки аппаратов показаны на рис. 13.2. Кроме стропов применяют захваты, траверсы и специальные устройства, облегчающие крепление аппаратов к крюку грузоподъемного крана.

Все стропы, захваты и траверсы должны проходить 2 раза в год проверку на статическую нагрузку, равную 1,25 номинальной грузоподъемности. Грузозахватные крюки должны надежно крепиться к стропам и соответствовать стандартным размерам.

На строительстве промышленных объектов более 90% монтажных работ выполняется с помощью грузоподъемных машин и механизмов. Наибольшее распространение получили самоходные стреловые краны, обладающие высокой маневренностью, большой грузоподъемностью и достаточной высотой подъема груза.

Гусеничные краны выпускаются со стрелой от 10 до 30 м и грузоподъемностью от 6,3 до 160 т. Гусеничные краны оснащаются дизельными или электрическими двигателями. Для монтажа

оборудования и строительных конструкций применяются гусеничные краны МКГ-16, МКГ-25, СКГ-30, СКГ-40, СКГ-100 и СГ-160. Промышленность выпускает целый ряд кранов и трубоукладчиков на базе гусеничных тракторов. Длина стрелы таких кранов 6 м, что позволяет поднимать груз до 25 т на высоту 5,2 м. Скорость передвижения тракторных кранов не более 6 км/ч.

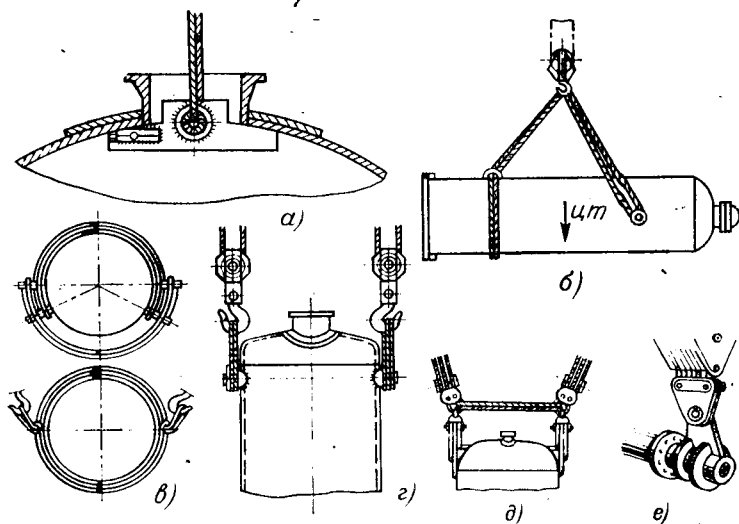


Рис. 13.2. Способы строповки аппаратов.

а — строповка аппарата без патрубков; *б* — комбинированная строповка; *в* — строповка аппарата большого диаметра; *г* — строповка за грузоподъемные штуцера; *д* — строповка за приварные скобы; *е* — бестросовый захват.

Автомобильные краны находят применение на строительно-монтажных площадках благодаря большой скорости передвижения (до 60 км/ч) и достаточно большой грузоподъемности — от 10 до 40 т. При длине стрелы 10 и 15 м максимальная высота подъема грузового крюка равна 8 и 12 м. Краны монтируются на автомобильном шасси и имеют общий двигатель, который с помощью редукторов осуществляет работу лебедки и поворотного механизма. Автомобильные краны снабжены выносными опорами для повышения устойчивости при подъеме и повороте груза.

Автомобильные краны марок К-51, К-61, К-104 и К-162 применяются на монтаже различного оборудования и строительных конструкций. Для монтажа колонной аппаратуры применяют автомобильный кран К-252, обладающий грузоподъемностью 25 т и имеющий стрелу длиной 25 м.

Козловые краны применяются главным образом для обслуживания складов оборудования и металлоконструкций, а также для монтажа барабанных сушилок, цементных печей и изготов-

ления емкостного оборудования по месту монтажа. На строительно-монтажных площадках применяют козловые краны типов К-183, К-253 и К-451, имеющие ширину пролета 30 м и высоту подъема крюка 24 м при грузоподъемности от 12 до 20 т.

Башенные краны являются универсальными для выполнения строительных и монтажных работ. Башенные краны имеют следующие преимущества:

стрела башенного крана располагается выше уровня монтируемых конструкций и оборудования, что создает удобство работы;

отсутствуют ваны, которые загромождают площадку;

благодаря наличию ходовых колес башенный кран передвигается по рельсам вдоль здания, что расширяет сферу его действия на строительно-монтажной площадке. Для выполнения монтажных работ применяют башенные краны (рис. 13.3) грузоподъемностью 10, 15, 25 и 40 т. Техническая характеристика некоторых башенных кранов приведена в табл. 13.1.

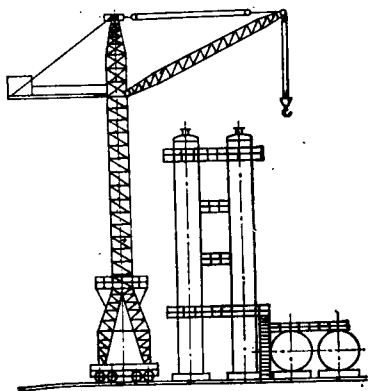


Рис. 13.3. Монтаж оборудования с помощью башенного крана.

Таблица 13.1. Грузоподъемные краны, применяемые для монтажа оборудования

Наименование крана	Грузоподъемность, т	Высота подъема крюка, м	Скорость подъема крюка, м/мин	Скорость передвижения крана, км/ч	Масса крана, т
Кран железнодорожный дизельный К-103	10—2,5	10	19,5	5,0	34,5
Кран железнодорожный СК-25	6—25	35—45	12,5	10,0	71,8
Кран гусеничный дизель-электрический СКГ-30	6—30	15—30	7,1	0,68	65,7
Кран башенный БК-300	8—25	45—72	12,1	8,65 м/мин	149
Кран башенный БК-404	18—40	44—70	7,0	—	237
Кран башенный БК-1425	13—50	5—75	2—16	12,2 м/мин	393

Созданные в последнее время самоходные башенные краны БК-1000 грузоподъемностью 50 т при вылете стрелы 18 м и БК-300 грузоподъемностью 25 т при вылете стрелы 12 м могут применяться для монтажа технологического оборудования. На открытых площадках для монтажа тяжеловесного оборудования применяются башен-

ные краны со специальной приставкой, позволяющей увеличить в 2—3 раза грузоподъемность крана.

На рис. 13.4 показана схема башенного крана со специальной приставкой, превращающей временно башенный кран в козловой, где мачта приставки опирается шаровой опорой на подпятник башмака и несет на себе ригель с закрепленными к нему полисластами.

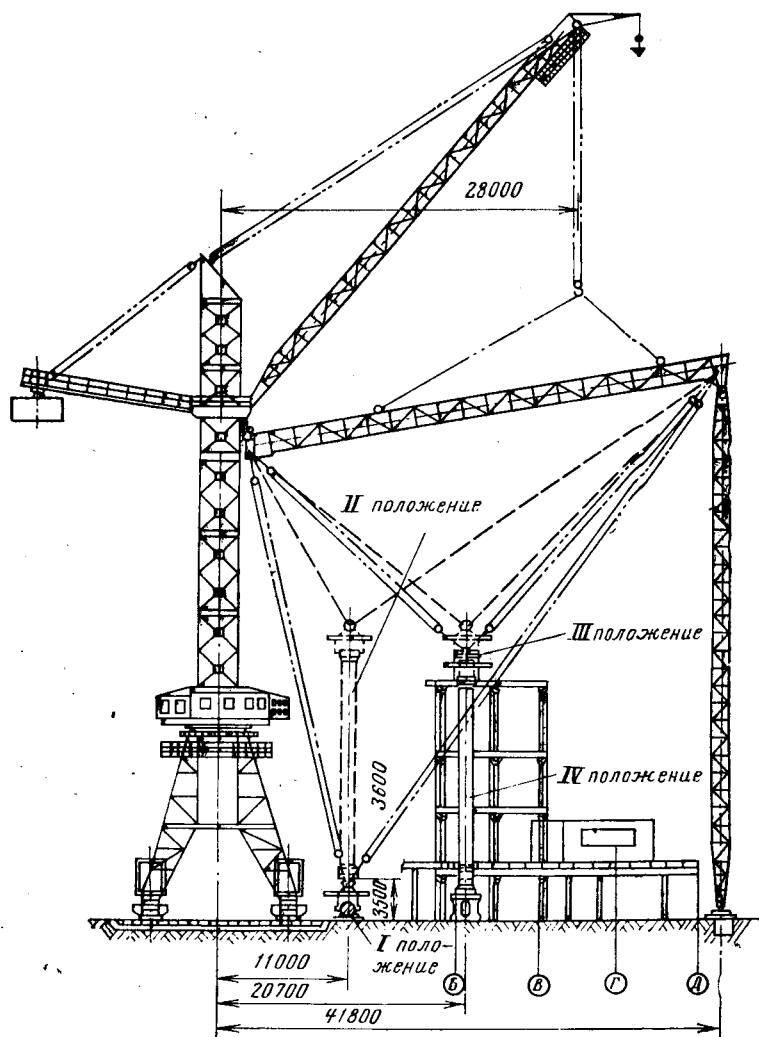


Рис. 13.4. Монтаж колонной аппаратуры краном БК-1000 с приставной мачтой.

Подъем и перемещение монтируемого оборудования вдоль ригеля осуществляются грузовыми лебедками путем натяжения сбегающих канатов грузовых полиспастов. Устойчивость съемного устройства в вертикальном положении обеспечивается краном и вантами, закрепленными к якорям по бокам приставной мачты.

Таким образом, модификация башенного крана дает возможность использовать его как для ведения строительных работ, так и для монтажа технологического оборудования.

13.3. МОНТАЖ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Выбор способа производства монтажных работ и применяемых механизмов зависит от конструкции, массы и габаритов оборудования. При монтаже сосудов, теплообменной и колонной аппаратуры применяют следующие методы монтажа [47].

Метод скольжения (рис. 13.5,а) без отрыва от земли применяется для установки вертикальных аппаратов с помощью самоходных кранов или двух мачт и порталов. Аппарат приподнимается за монтажные устройства, укрепленные на корпусе выше центра тяжести. Нижняя часть аппарата, уложенная на сани или тележку, при подъеме подтаскивается трактором или лебедкой к фундаменту с таким расчетом, чтобы аппарат установился на фундамент при достижении вертикального положения. Грузоподъемность крана на необходимом для монтажа вылете крюка должна быть не менее массы аппарата. В некоторых случаях аппарат поднимают на высоту 0,2 м верха анкерных болтов фундамента и поворачивают стрелу крана до положения, при котором аппарат совмещается с расположенным фундаментом и его болтов. Затем аппарат опускают на фундамент, выверяют и закрепляют болтами.

Метод поворота вокруг шарнира (рис. 13.5,б) применяют для установки колонной аппаратуры с помощью мачт, порталов и самоходных кранов. Этот метод предусматривает применение шарнира, расположенного у фундамента и закрепленного

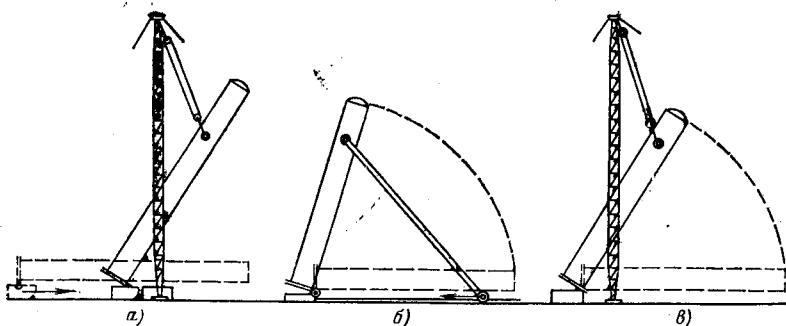


Рис. 13.5. Схемы монтажа колонной аппаратуры.

а — методом подъема и скольжения; б — методом выжимания; в — методом поворота вокруг оси.

к фундаменту с помощью металлического банджа или болтов, заделанных в приливе фундамента. Нижний конец аппарата соединяется с шарнирным устройством с таким расчетом, чтобы при подъеме за верхушку аппарат поворачивался в шарнире и при достижении вертикального положения своим основанием устанавливался на фундамент. Такой способ позволяет поднимать аппараты значительно большей массы по сравнению с грузоподъемностью монтажных кранов или механизмов. Кроме того, этот способ позволяет выполнять монтаж колонной аппаратуры, высота которой больше подъема крюка.

Технология подъема аппаратов позволяет применять спаренные краны при закреплении стропов на $2/3$ высоты от основания аппарата. После установки аппарата на фундамент производится выверка, закрепление на временные расчалки и подливка фундаментных болтов. После необходимой выдержки для схватывания цемента аппарат закрепляют на анкерные болты и удаляют расчалки и все такелажные приспособления.

Метод выжимания (рис. 13.5,б) является разновидностью метода поворота вокруг шарнира. Поднимаемый аппарат оснащается двумя толкателями в виде подъемного портала, закрепленного с помощью шарнира к корпусу. Нижние концы толкателей устанавливаются на рельсовые пути и соединяются полиспастами. При работе лебедки концы толкателей движутся по рельсам и поднимают аппарат до вертикального положения. Этот метод применяют в стесненных условиях, когда нельзя использовать грузоподъемные краны и невозможно установить мачты с растяжками. Метод выжимания применяют для монтажа колонной аппаратуры, устанавливаемой на низкие фундаменты.

Монтаж оборудования тепломассообменных установок производят с помощью самоходных стреловых кранов. После установки оборудования на фундамент или другое основание производят выверку по отклонениям от проектных осей и отметок в горизонтальном и вертикальном направлениях.

На основании опыта получены допустимые отклонения по главным осям аппарата, которые должны находиться в пределах ± 20 мм. Высотная отметка смонтированного аппарата не должна превышать отклонение ± 10 мм. Отклонения аппарата от оси вертикали должны находиться в пределах ± 3 мм на 1 м высоты, но не более 35 мм на весь аппарат. Выверка правильности установки аппарата производится с помощью теодолита, уровнера и отвеса.

При монтаже отдельных частей аппаратов необходимо обращать внимание на расположение фланцевых соединений и их отклонения от проектных отметок. Особенности монтажа комплектующих деталей и агрегатов состоят в том, чтобы при монтаже совпадали все разъёмные соединения. Весьма важно, чтобы совпадали со-

единения трубопроводов, монтируемых для присоединения насосов, кипятильников, конденсаторов и другого теплообменного оборудования.

13.4. ИСПЫТАНИЕ УСТАНОВОК И ПОДГОТОВКА ИХ К ЭКСПЛУАТАЦИИ

После окончания монтажно-сборочных работ все аппараты и машинное оборудование подвергают испытанию. Вначале проводят подготовительные работы, связанные с осмотром и проверкой состояния всех частей и узлов аппарата. При этом обращают особое внимание на наличие арматуры, приборов, крышек, заглушек, болтов, прокладок и других деталей, обеспечивающих герметичность системы.

В программу испытаний входит гидравлическое или пневматическое испытание аппаратов совместно с трубопроводами на давление, указанное в рабочем чертеже, или на давление, соответствующее правилам Госгортехнадзора СССР. При испытаниях выявляют герметичность и надежность работы вентилей, кранов, клапанов и другой арматуры, а также плотность всех разъёмных соединений.

Работу приводных механизмов проверяют на холостом ходу в течение обусловленного времени.

Подготовка тепломассообменных установок к эксплуатации включает проверку расходов теплоносителей (пара, воды, воздуха и др.), температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменных аппаратов, давления в рабочих сосудах и трубопроводах. При этом обращают внимание на легкость и надежность управления технологическими процессами.

Компрессоры, насосы, газодувки после обкатки включают в работу на рабочие параметры с целью проверки их производительности, надежности и работоспособности в эксплуатации. Все проверочные испытания проводят согласно инструкциям с соблюдением правил техники безопасности.

Результаты испытаний, выявленные дефекты, недоделки и другие замечания заносят в акт испытаний на каждую машину и аппарат в отдельности.

Тепломассообменные установки считаются принятыми в эксплуатацию после подписания акта со стороны представителей монтажной организации и заказчика, т. е. эксплуатационников предприятия.

Глава четырнадцатая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

14.1. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Техническое руководство эксплуатацией теплоиспользующих установок осуществляется главным энергетиком или главным механиком предприятия, непосредственное

обслуживание оборудования — эксплуатационным персоналом цеха. Эксплуатация теплоиспользующих установок ведется по инструкциям, утвержденным главным инженером предприятия.

В инструкциях указываются права, обязанности и ответственность эксплуатационного персонала, порядок обслуживания оборудования при нормальной эксплуатации и при авариях, порядок осмотра и ремонта оборудования, мероприятия по технической безопасности и противопожарной технике.

Во время обслуживания оборудования персонал должен обеспечивать установленный режим работ тепло-массообменных установок, так как каждое нарушение рабочего режима влечет за собой нарушение работы оборудования и нередко приводит к аварийному состоянию.

Каждый работник обслуживающего персонала до назначения его на самостоятельную работу по обслуживанию теплоиспользующих установок или при переводе на другую работу проходит производственное обучение на курсах и на рабочем месте, а затем сдает экзамен по технической программе для данной квалификации. Программа должна содержать правила технической эксплуатации и ремонта оборудования, правила техники безопасности и противопожарной техники, должностные инструкции и положения о правах и обязанностях. После проверки знаний назначаемый на должность дежурного работник должен пройти стаж исполняющего обязанности (дублера) дежурного по месту работы под наблюдением и руководством высококвалифицированного работника.

В результате технического обучения и стажировки каждый оператор, машинист, аппаратчик получает удостоверение на право управления оборудованием.

В зависимости от характера выполняемых работ рабочее место каждого работающего должно быть оборудовано и оснащено необходимыми устройствами, приспособлениями и инструментом для выполнения производственных операций, а также приборами и защитными устройствами для предупреждения аварии и возможного травматизма. Кроме того, на пульте управления должны быть установлены устройства связи (телефон и телеэкраны для визуального наблюдения, микрофон для пе-

редачи команд и т. д.), а также световое табло и сигнализации аварийного назначения.

В соответствии с санитарными нормами все рабочие места должны иметь хорошее освещение и вентиляционные устройства.

Непрерывный рост производительности труда, повышение качества эксплуатации и ремонта технологического оборудования требуют от обслуживающего персонала научной организации труда.

Научная организация труда (НОТ) представляет собой комплекс организационных и технических мероприятий, направленных на повышение эффективности труда и получение максимальных производственных результатов.

Основными мероприятиями являются оснащение рабочих мест необходимыми средствами автоматического управления процессами производства и создание безопасных и здоровых условий труда.

Для внедрения научной организации труда необходимо на каждом рабочем месте иметь карту трудовых процессов, связанных с обслуживанием и ремонтом оборудования, а также с бесперебойной эксплуатацией установок.

Правильная эксплуатация оборудования обеспечивается путем организации и ведения учета по следующим показателям:

- расход пара, горячей воды и других энергоносителей по агрегату или установке, цеху и предприятию;

- количество вторичного пара, возвращаемого конденсата, охлаждающей воды, газов и других вторичных энергетических ресурсов;

- количество исходных технологических материалов и готового продукта;

- часовой, сменный, суточный, месячный и годовой расходы энергоносителей и продуктов;

- удельный расход и экономия энергии по нормированным видам продукции, по агрегатам, цехам и предприятию в целом.

Отчетность по цехам и предприятию представляется отделом главного энергетика вышестоящим организациям и местной инспекции энергонадзора по соответствующим формам и в установленные сроки. Нормирование потребления энергии на предприятии представляет собой одно из важнейших условий правильной эксплуа-

тации оборудования, повышения ее культуры, снижения удельных расходов сырья и экономии энергии.

Экономия энергии определяется при сопоставлении фактических удельных расходов энергии с нормами, установленными вышестоящей организацией, или нормами, принимаемыми на основании внедрения новой техники, рациональных режимов эксплуатации энерготехнологического оборудования и прогрессивных методов работы обслуживающего персонала. Под нормой удельного расхода энергии следует понимать расход энергии (или топлива), необходимый для выработки единицы продукции в условиях применения наиболее совершенной технологии и выгоднейшего режима работы, полного использования оборудования, организации производства и эксплуатации энергохозяйства в соответствии с достижениями передовой техники. Нормы расхода энергии, устанавливаемые для отдельных технологических процессов и энергоемких установок, цехов и предприятия, утверждаются вышестоящей организацией одновременно с планами производства на предстоящий хозяйственный год.

Теплообменные установки, как правило, входят в технологическую схему производства в целях обеспечения термической обработки среды (нагрева, охлаждения, конденсации паров и т. д.).

Подогреватели жидкости характеризуются такими показателями, как тепловая производительность, максимальная температура нагреваемой жидкости, номинальный расход теплоносителей, предельное допустимое давление первичного и вторичного теплоносителей. Поэтому подогревательная установка должна быть оборудована термометрами на входящих и выходящих трубопроводах греющей и подогреваемой среды, а также манометрами и расходомерами на трубопроводах первичного и вторичного теплоносителей.

На трубопроводах готового продукта и конденсаторных трубопроводах от подогревателей предусматриваются устройства для отбора проб, по которым определяется качество конденсата. За работой подогревательной установки наблюдают с помощью мерных или смотровых стекол. Уровень жидкости в подогревателе может повыситься из-за неплотности, разрыва трубок либо засорения конденсационного горшка или дренажной шайбы, а также из-за неисправности насоса.

Выпарные установки предназначены для концентрирования растворов. Оптимальный режим выпарной установки обеспечивает получение в заданном количестве концентрированного раствора из последней ступени и вторичного пара нужных параметров из промежуточных корпусов при минимальной затрате тепла. Расход острого пара, греющего первый корпус, обычно минимален при максимально возможном отборе необходимого количества вторичного пара из корпусов, находящихся ближе к концу выпарной установки.

Для обеспечения оптимального режима работы выпарной установки необходимо поддерживать заданное давление греющего пара и предусмотренное технологическим процессом распределение температур и давлений по корпусам, обеспечивать непрерывное питание выпарной установки, поддерживать заданное разрежение в выпарных аппаратах, работающих под вакуумом, а также поддерживать в пределах, заданных технологическим режимом, температуру воды, отводимой из барометрического конденсатора.

В случае остановки выпарной станции необходимо прекратить подачу греющего пара, а затем отключить поступление исходного раствора. Опорожнение выпарной станции и промывку корпусов водой ведут по инструкции. При остановке на длительное время все аппараты и трубопроводы освобождают от продукта.

Сушилки предназначены для обезвоживания (сушки) материала. Установки состоят из устройств для нагрева сушильного агента, камеры и сооружений для очистки отходящих газов.

Эксплуатация сушильных установок весьма разнообразна и зависит от свойств высушиваемого материала. Сушка минерального сырья и топлива производится в барабанных сушилках или сушилках с кипящим слоем, а сушка термолабильных веществ в жидком виде — в распылительных сушилках.

В качестве сушильного агента используются дымовые газы, полученные в печах для сжигания топлива, или воздух, нагреваемый в калориферах.

Запуск сушилок в работу начинают с растопки печи и прогрева всей системы установки. Когда температура в сушильной камере достигнет стабильной и заданной величины, включают в работу устройство для загрузки материала. Сыпучие материалы подаются с помощью

шнековых питателей или дозирующих устройств, а жидкие материалы — с помощью насосов по трубам через регулятор расхода.

Во избежание хлопков и взрывов в сушильной камере необходимо поддерживать стабильный режим сушки. Если сушка органических веществ сопровождается окислением или образует с сушильным агентом (воздухом) взрывные концентрации, то необходимо вести контроль за содержанием кислорода в дымовых газах или заменить их на инертные газы. Распылительные сушилки должны иметь исправные взрывные мембраны и приборы противопожарного назначения.

Сооружения для очистки отходящих газов должны обеспечивать высокую степень очистки и не допускать выброса газов с содержанием вредных веществ выше предельно допустимых концентраций.

Высушенный продукт из сушилок выгружается в автоматические упаковочные машины или сборники.

Барабанные сушилки требуют постоянного обслуживания приводных механизмов, роликовых опор и грузочно-разгрузочных устройств. Для нормальной работы барабанных сушилок необходимо следить за состоянием уплотнительных устройств во избежание подсоса воздуха и нарушения тяги. Разрежение в барабанной сушилке обычно составляет 150—200 Па. Для регулирования тяги на дымоходах устанавливаются шиберы или подвижные заслонки. Во избежание возможного загорания сажи и накопившейся пыли на стенках газопроводов необходимо производить периодическую чистку или продувку острым паром.

Для нормальной работы сушильных установок сооружают пульты управления, оснащенные приборами, автоматическими устройствами и блокировками для предупреждения аварийного состояния по важнейшим параметрам сушки.

Реакционные аппараты предназначены для проведения химических реакций в твердой, жидкой или газообразной среде с подводом или отводом теплоты по установленному технологическому режиму. К реакционным аппаратам относятся автоклавы, конвертеры, химические конденсаторы, хлораторы, нитраторы, сульфураторы, карбонизаторы.

В зависимости от характера производственного процесса реакционные аппараты могут работать периодически

ски и непрерывно. Условия работы реакционных аппаратов разнообразны. В некоторых случаях в начале технологического процесса требуется подвод теплоты к реакционной массе, а в конце — отвод теплоты от нее.

Для контроля технологического режима в аппарате устанавливаются следующие показывающие и записывающие измерительные приборы: термометры на трубопроводах или на камерах греющего и охлаждающего агентов, на входе в аппарат, в самом аппарате и на выходе из него по пути следования обрабатываемого продукта; на каждом аппарате, работающем под давлением, — по манометру, при паровом обогреве — автоматический регулятор давления на паропроводе; расходомеры, счетчики или весы — для определения расхода обрабатываемого продукта; вакуумметры, указатели уровня, концентратомеры и другие приборы в зависимости от условий работы аппарата.

На реакционных аппаратах, работающих под давлением, устанавливаются предохранительные клапаны, открывающиеся при превышении рабочего давления на 10%, или предохранительные пластины, разрывающиеся при превышении давления в аппарате не более чем на 25% рабочего давления.

При подготовке химических аппаратов к пуску особое внимание должно быть уделено герметизации и исправности тракта, по которому движутся токсичное сырье или ценные химикаты.

Ректификационные установки предназначены для разделения бинарных жидкостей многократным испарением и конденсацией легколетучего компонента.

Постоянный режим работы ректификационных колонн обеспечивается стабильностью парообразования в дистилляционном кубе и неизменным количеством возвращаемой флегмы. Изменяя подвод и подачу флегмы, можно регулировать работу колонны. Наибольшие трудности вызывает обычно поддержание паропроизводительности дистилляционного куба на необходимом постоянном уровне из-за неизбежных колебаний давления греющего пара и связанных с этим колебаний температурного перепада на поверхности кубового нагревателя. С изменением количества образующегося в кубе пара будут изменяться расходы и скорости прохода пара и опускающейся флегмы, гидравлическое сопротивление ко-

лонны, величина поверхности контакта фаз и, в конечном счете, производительность колонны.

Постоянную производительность дистилляционного куба, соответствующую определенному режиму работы колонны, поддерживают автоматическим регулированием давления греющего пара.

Степень разделения компонентов контролируется по температурам в нижней и верхней частях колонны. Температура внизу колонны должна соответствовать температуре кипения кубового остатка, а температура вверху колонны — температуре кипения дистиллята.

Процесс ректификации регулируется изменением расхода количества исходной смеси на входе в колонну, а также отбором готового продукта.

Холодильные установки поставляются предприятиям в комплектном виде и имеют разработанную инструкцию по эксплуатации. Перед пуском в работу вся система холодильной установки проверяется на герметичность, а затем заполняется хладагентом.

Холодильные установки, как правило, имеют автоматизированное управление по заданной программе. Наличие неисправностей или дефектов в работе компрессоров, аппаратов и систем заметно отражается на температурном режиме работы установок.

При длительной эксплуатации холодильных установок на приборах и открытых местах фланцевых соединений образуется «снежная шуба». Оттаивание «снежной шубы» производится подачей паров хладагента из испарительной системы согласно инструкциям.

14.2. СИСТЕМА ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ

Известно, что оборудование в процессе эксплуатации подвергается износу и теряет свою первоначальную работоспособность. Путем проведения качественного ремонта можно восстановить работоспособность оборудования, а при соблюдении правил эксплуатации можно снизить изнашиваемость деталей. Обслуживание технологического оборудования возлагается на эксплуатационный персонал, который обязан неуклонно выдерживать режимы работы, проводить смазку механизмов и другие мероприятия, обеспечивающие его бесперебойную эксплуатацию.

Устранение мелких дефектов оборудования (износ сальниковых набивок, прокладок, замена болтов и т. д.) производится по окончании производственной операции, когда механизмы простаивают и оборудование не работает. В это же время проводятся осмотры узлов и деталей для выявления их работоспособности и для разработки мер к предстоящему ремонту оборудования. В случае непрерывности процессов производства остановки оборудования для проведения осмотра и текущего ремонта производятся в обязательном порядке не реже 1 раза в месяц.

Более сложный ремонт с заменой изношенных деталей выполняется по установленному и согласованному на предприятии графику. Случайные, аварийные и непредвиденные ремонты дезорганизуют эксплуатацию оборудования и нарушают плановый выпуск продукции. Поэтому мероприятия по предупреждению простоев оборудования, вызванных поломками и неисправностью отдельных узлов и деталей, должны занимать главное место в работе эксплуатационного персонала.

На всех промышленных предприятиях организована система планово-предупредительного ремонта оборудования, которая представляет собой совокупность организационно-технических мероприятий, осуществляемых в плановом порядке по уходу, надзору, обслуживанию и ремонту оборудования.

Система планово-предупредительного ремонта (ППР) ставит своей целью обеспечить предупреждение преждевременного износа деталей оборудования и возможных поломок или аварий путем выполнения профилактических работ в запланированные сроки. Своевременное выполнение ремонтов должно обеспечивать высокую надежность и работоспособность оборудования на протяжении всего эксплуатационного периода. Система ППР предусматривает проведение ремонтов независимо от состояния и степени износа оборудования, что исключает случайные ремонты и вынужденные простои, повышает производственную дисциплину в соблюдении правил эксплуатации технологического оборудования [57].

Для успешного внедрения системы ППР оборудования на предприятиях проводится ряд подготовительных работ, в том числе:

полный учет машин, аппаратов и коммуникаций, подлежащих охвату системой ППР;

составление технических паспортов на оборудование и систематическое их ведение;

составление антикоррозионных карт на аппаратуру и трубопроводы, работающие в агрессивной среде;

разработка технических условий на ремонт оборудования;

составление спецификаций, альбомов, чертежей и технических условий на изготовление запасных частей, сменных узлов и агрегатов с указанием нормативного срока службы и норм складского запаса;

разработка норм расхода вспомогательных материалов, проката, труб, листового металла и покупных изделий, необходимых для выполнения ремонтов оборудования;

разработка годовых и месячных планов ГППР, а также системы организации и контроля их выполнения;

разработка инструкций на проведение ремонтных работ, связанных с ведением огневых и газоопасных работ внутри сосудов и аппаратов, в которых перерабатываются взрывоопасные и токсичные вещества;

разработка организационных и технических мероприятий, направленных на успешное выполнение всех видов ремонта, удешевление затрат и сокращение сроков ремонта.

14.3. ВИДЫ РЕМОНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ

Система ГППР включает три вида ремонтов: текущий, средний и капитальный. Всем этим ремонтам предшествует период межремонтного обслуживания, которое выполняется силами эксплуатационного персонала в строгом соответствии с рабочими инструкциями.

Для ухода за оборудованием обслуживающий персонал должен иметь комплект необходимого инструмента и приспособлений, а также быстро заменяемые детали и материалы. В межремонтное обслуживание оборудования входят: смазка, обтирка, чистка, регулярный наружный осмотр, выявление дефектов в работе, проверка исправности предохранительных устройств, состояние масляных и охлаждающих систем, исправность контрольно-измерительных приборов, приводных механизмов и других устройств, обеспечивающих непрерывную эксплуатацию оборудования.

Текущий ремонт проводится по графику обслуживающим персоналом под руководством механика или мастера. При те-

кушем ремонте оборудования производится частичная разборка отдельных узлов и механизмов с целью выявления технического состояния деталей и устранения мелких неисправностей. При этом производятся зачистка забоин и задиров, регулировка люфтов и зазоров, а также замена смазки и термостатических жидкостей.

Средний ремонт проводится на месте установки оборудования в сроки, предусмотренные графиком. Объем ремонтных работ устанавливается на основании результатов предшествующих осмотров и степени износа деталей. В состав среднего ремонта входят замена изношенных деталей и ремонт всех узлов и агрегатов оборудования: перезаливка подшипников, замена фрикционных тормозных лент, тросов, цепей и других движущихся деталей, ремонт антикоррозионных футеровок и защитных покрытий, замена арматуры и деталей трубопроводов, износившихся в процессе эксплуатации. Конкретное содержание среднего ремонта оборудования разрабатывается механиком или мастером производства.

Проведение среднего ремонта оборудования должно начинаться только при наличии всех заменяемых частей и деталей, а также необходимых материалов. Средний ремонт выполняют специализированные бригады и квалифицированные рабочие, привлекаемые из ремонтно-механических цехов и мастерских предприятия.

Оборудование, прошедшее средний ремонт, испытывается на холостом ходу в течение нескольких часов, и данные, подтверждающие качество выполненных работ, отмечаются в ремонтной карте. После этого оборудование включается в производственную работу.

Капитальный ремонт оборудования является восстановительным ремонтом, при котором производится полная разборка машин и аппаратов с целью замены изношенных деталей или выполнения ремонта, обеспечивающего доведение размеров деталей до монтажных допусков. К выполнению капитальных ремонтов привлекаются специализированные строительно-монтажные организации по предварительному заключенному договору. Оборудование при капитальном ремонте может быть снято с места его установки и доставлено в специализированные мастерские или предприятия для выполнения более качественного восстановительного ремонта.

На проведение капитального ремонта оборудования составляется дефектная ведомость и смета расходов с приложением перечня необходимых материалов и запасных частей. На основе имеющегося опыта разрабатываются план и график организации ремонтных работ с расчетами потребной рабочей силы и загрузки станочного парка. Расходы на проведение капитального ремонта оборудования относят за счет амортизационных отчислений, поэтому до начала работ составляется сметно-финансовый расчет, утверждаемый директором предприятия.

Остановка оборудования на капитальный ремонт допускается лишь при полном обеспечении ремонта необходимыми материалами, запасными частями и рабочей силой.

Объем капитального ремонта оборудования должен включать все слесарно-монтажные, электротехнические, строительно и специальные работы, обеспечивающие не только восстановление изношенных деталей, но и модернизацию оборудования для повышения его работоспособности и производительности.

Капитально отремонтированное оборудование подвергается испытаниям как на холостом ходу, так и под

нагрузкой. Приемка оборудования производится комиссией в составе главного механика, начальника производственного цеха и ответственных лиц за проведение капитального ремонта. Акт приемки утверждается главным инженером или директором и хранится в паспорте оборудования вместе с другими документами, подтверждающими качество ремонта. К таким документам относятся сертификаты на материалы, из которых изготовлены ответственные детали (болты, шпильки и детали трубопроводов высокого давления), чертежи и эскизы, по которым внесены конструктивные изменения деталей и оборудования, протоколы и справки об испытаниях и технических проверках на прочность и т. п.

14.4. НОРМАТИВЫ НА РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ

Планово-предупредительный ремонт оборудования производится по заранее разработанному графику на основании установленных норм времени фактической работы оборудования и простоя его в ремонте. Эти нормы времени устанавливаются в результате накопленного опыта по эксплуатации и ремонту разнообразного оборудования. Нормы времени зависят от вида оборудования, его назначения, конструктивных особенностей и режима эксплуатации.

Общее время работы оборудования условно принято в нормах равным 8640 час в год. За это время на оборудовании проводится обычно ряд профилактических ремонтов для того, чтобы обеспечить бесперебойную работу и выпуск продукции. Профилактические ремонты вызывают простои оборудования. Самое меньшее время простоя требуется для выполнения текущего ремонта. В 4—5 раз больше времени затрачивается на средний ремонт. Максимальный простой оборудования требуется для проведения капитального ремонта.

Длительность работы оборудования между капитальными ремонтами принято называть **межремонтным циклом**.

Для нового оборудования межремонтный цикл равен периоду эксплуатации его до первого капитального ремонта. Длительность работы оборудования между средними и текущими ремонтами называют **межремонтными периодами**.

Длительность межремонтного цикла не является стабильной величиной и изменяется в зависимости от обще-

го отработанного времени, количества проведенных капитальных ремонтов и режима эксплуатации оборудования. Как правило, длительность межремонтного цикла после каждого очередного ремонта уменьшается на 10—15%.

Межремонтный цикл включает в себя ряд текущих и средних ремонтов, которые проводятся в определенной последовательности в установленные сроки. Обычно средний ремонт проводится в середине межремонтного цикла, а текущие ремонты — ежемесячно. Чередование ремонтов в необходимой последовательности с соблюдением нормативов межремонтных пробегов оборудования называется структурой межремонтного цикла.

Каждый вид оборудования имеет свою структуру межремонтного цикла.

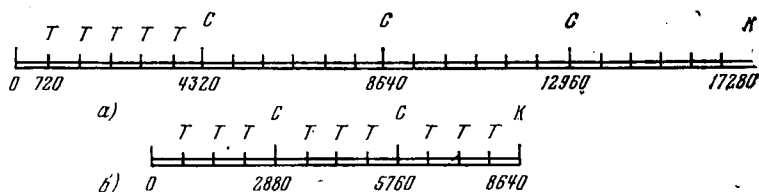


Рис. 14.1. Структура межремонтного цикла.

а — выпарного аппарата; б — ленточной сушилки; Т — текущий ремонт; С — средний ремонт; К — капитальный ремонт.

Так, например, структура межремонтного цикла выпарного аппарата и ленточной сушилки приведена на рис. 14.1.

Межремонтный цикл выпарного аппарата равен 17 280 ч и включает 20 текущих, 3 средних и 1 капитальный ремонт. Межремонтный цикл сушилки с паровым калорифером равен 8640 ч и включает 9 текущих, 2 средних и 1 капитальный ремонт.

Нормативы длительности работы оборудования между текущими, средними и капитальными ремонтами, а также время простоя оборудования в ремонте разрабатываются на основе научного обобщения опыта эксплуатации каждого типа оборудования и утверждаются министерством. Нормативы на ремонт некоторого оборудования приведены в табл. 14.1. Пользуясь этими нормативами, на каждом предприятии составляется календарный график планово-предупредительных ремонтов на текущий год.

На предприятиях с высоким уровнем организации труда механической службы при научно разработанной

Таблица 14.1. Нормативы планово-предупредительного ремонта оборудования

Наименование оборудования и краткая техническая характеристика	Вид ремонта								
	Время работы между ремонтами, ч			Время простоя при ремонте, ч			Затраты на ремонт, чел.-ч		
	К	С	Т	К	С	Т	К	С	Т
Кожухотрубчатый теплообменник с поверхностью нагрева 30 м ²	34 560	8640	—	264	72	—	450	168	—
Выпарной аппарат для упарки щелоков с поверхностью нагрева 300—400 м ²	43 200	—	720	240	—	24	195	—	42
Выпарной аппарат с погружной горелкой для выпаривания растворов минеральных солей	17 280	4320	720	200	60	24	180	72	18
Ректификационная колонна, тарельчатая, диаметр 1200 мм, высота 35 760 мм	25 920	8640	—	600	192	—	959	240	—
Сушилка вакуум-гребковая типа Венулет с паровой рубашкой, диаметр 1200 мм, длина 200 мм	17 280	4320	720	120	48	8	196	76	8
Сушилка распылительная, форсуночная, производительность 3000 кг/ч	17 280	4320	720	240	96	12	250	120	16
Сушильный аппарат с кипящим слоем, производительность 5000 кг/ч	17 280	4320	720	192	78	12	250	120	20

Примечание. К — капитальный ремонт; С — средний ремонт; Т — текущий ремонт.

технологии ремонта оборудования сроки простоев значительно сокращаются по сравнению с календарным планом. Высокое качество ремонтных работ обеспечивает надежную и безаварийную работу производства, что влечет за собой досрочное выполнение планов по выпуску и удешевлению продукции.

14.5. ПЛАНИРОВАНИЕ ТРУДОЕМКОСТИ РЕМОНТНЫХ РАБОТ

Среднегодовая трудоемкость ремонтных работ по каждому производству и предприятию определяется сум-

мированием затрат на ремонт оборудования для каждого типа машин и аппаратов.

Для однотипного оборудования среднегодовая трудоемкость ремонта

$$B_{\text{тр}} = \frac{8640m(a_{\text{т}}b_{\text{т}} + a_{\text{к}}b_{\text{к}})K_{\text{и.о}}}{\tau}, \quad (14.1)$$

где m — количество единиц однотипного оборудования; $a_{\text{т}}$, $a_{\text{с}}$, $a_{\text{к}}$ — количество текущих, средних и капитальных ремонтов в межремонтном цикле, обычно $a_{\text{к}}=1$; $b_{\text{т}}$, $b_{\text{к}}$ — трудоемкость текущего и капитального ремонтов, чел-ч; $K_{\text{и.о}}$ — коэффициент использования оборудования в производстве; τ — межремонтный цикл, ч.

Коэффициент использования оборудования в производстве определяется по календарному времени:

$$K_{\text{и.о}} = T_{\text{ф}}/T_{\text{к}}, \quad (14.2)$$

где $T_{\text{ф}}$ — фактическое время работы оборудования, ч; $T_{\text{к}}$ — календарный фонд времени работы оборудования в течение года, при непрерывной работе $T_{\text{к}}=8640$ ч.

Трудоемкость ремонтных работ всего оборудования в производстве представляет собой сумму трудоемкостей отдельных групп или типов оборудования, поименованного в календарном плане:

$$B = \sum_{i=1}^n B_{\text{гр } i}, \quad (14.3)$$

где n — число групп или типов оборудования.

Количество рабочих, необходимых для выполнения ремонтов,

$$N = B(1-\alpha)K_2/\Phi, \quad (14.4)$$

где α — плановый показатель повышения норм выработки; K_2 — коэффициент организационной формы ремонта: для индивидуального ремонта $K_2=1$; для бригадного ремонта $K_2=0,85$; для централизованного ремонта $K_2=0,75$; Φ — номинальный фонд времени работы одного рабочего в год или час.

Списочное число рабочих-ремонтников определяется по квалификациям с учетом сменности работы и норм загрузки.

14.6. ОРГАНИЗАЦИЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ

На предприятиях применяется несколько форм организации работы обслуживающего и ремонтного персонала. Наиболее распространенными являются индивидуальная, бригадная и централизованная формы труда. К индивидуальной форме относится обслуживание производства дежурным персоналом или лицами, закрепленными за оборудованием, которые выполняют работы, связанные с обслуживанием и ремонтами. К бригадной форме относится такая организация, при которой обслуживание выполняют аппаратчики или дежурный персонал, а все ремонтные работы выполняет бригада слесарей. Централизованная форма предусматривает организацию специальных бригад в ремонтно-механических мастерских или цехах предприятия.

При централизованной форме ведения ремонтных работ предусматривается выполнение всех ремонтов оборудования в мастерских, для чего малогабаритное неисправное оборудование снимается с места его установки и заменяется новым или отремонтированным.

Для выполнения централизованного ремонта необходимо иметь парк запасных частей и агрегатов, а также некоторый запас оборудования.

Все виды ремонтов оборудования при централизованном ведении работ более экономичны, так как выполняются более качественно и с меньшим числом ремонтного персонала. При наличии запасного оборудования и агрегатов капитальные ремонты в производственном цехе сводятся к демонтажу и монтажу машин и аппаратов, в связи с чем резко сокращаются сроки простоев.

При централизованном ремонте легче внедряются мероприятия по повышению надежности работы оборудования.

Коэффициент эксплуатационной надежности

$$K_{\text{эк}} = \frac{T_p}{T_p + \sum \tau_{ai}}, \quad (14.5)$$

где T_p — суммарное время работы оборудования за эксплуатационный период; $\sum \tau_{ai}$ — суммарное время простоев оборудования, обусловленное временем τ_a и числом простоев i , за эксплуатационный период.

В суммарное время простоев входят все простои, вызванные непредусмотренными ремонтами, наладками, регулировками, чисткой, заменой прокладок, сменой масла и другими видами работ, связанных с устранением неисправностей. Время простоев, вызванных организационными причинами, отсутствием сырья и задела выпускаемой продукции и технологическими причинами, в расчетную величину $\Sigma \tau_{ai}$ не входит. Для большинства тепломассообменных установок коэффициент эксплуатационной надежности $K_{эк}$ находится в пределах от 0,75 до 0,85. Если по техническим причинам $K_{эк} = 0,6$, то на производстве необходимо иметь резервное оборудование.

Своевременная заготовка деталей и узлов оборудования, необходимых для замены при ремонте, обеспечивает значительное сокращение простоев производства. Для правильной организации парка запасных частей и выбора необходимого запаса материалов необходимо разработать номенклатуру сменяемых деталей, агрегатов и оборудования, а также норму хранения их на основе сроков межремонтного пробега. Определение норм запаса деталей, шт., производится по формуле

$$P = K \frac{ДПМ}{T}, \quad (14.6)$$

где P — норма количества запасных деталей одного наименования; $Д$ — количество одинаковых деталей в машине или аппарате, шт.; $П$ — количество машин или аппаратов одного типа, шт.; $М$ — запас деталей в месяцы (от 3 до 6 шт./мес); K — коэффициент уменьшения количества запасных частей в зависимости от количества их на всех однотипных машинах или аппаратах; T — срок службы детали в месяцах, установленный в номенклатуре сменяемых деталей.

Значение коэффициента K зависит от количества одинаковых деталей в машине или аппарате.

Руководствуясь статистическими опытными данными, предприятие может скорректировать коэффициент K в сторону уменьшения:

$ДП$. . .	1—5	10	20	30	40	55	70	80	100	125
K . . .	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3

Формула (14.6) имеет ограниченное применение, так как запас деталей определяется на короткий срок (3—

6 мес), а коэффициент K ограничивается значением $ДП=125$. Поэтому на многих предприятиях с большим парком запасных частей ведут расчеты по упрощенной формуле

$$H = Z_{\pi} K_r / n, \quad (14.7)$$

где Z_{π} — планируемая потребность в данной запасной части, которая находится из зависимости

$$Z_{\pi} = N_{\pi} \omega C.$$

Здесь N_{π} — количество оборудования одного типа на планируемый период; ω — количество одинаковых деталей в машине, шт.; $C = Z_{\text{ср.ф.}} / N_{\text{ф}} \omega$ — величина сменяемости; $Z_{\text{ср.ф.}}$ — среднегодовой фактический расход данной детали, определяется статистическим отчетом за последние 3 года; $N_{\text{ф}}$ — фактическое количество однотипного оборудования, находящегося в эксплуатации за отчетный период; K_r — коэффициент гарантийности, который принимается равным в зависимости от количества потребляемых в год деталей: более 5000 шт. $K_r = 1,0 \div 1,2$; 1000—5000 шт. $K_r = 1,2 \div 1,4$; 100—1000 шт. $K_r = 1,4 \div 1,6$; 10—100 шт. $K_r = 1,6 \div 1,8$; 0—10 шт. $K_r = 1,8 \div 2,0$; n — количество поставок, планируемых в год.

Приемка, хранение и выдача запасных частей на предприятиях осуществляются на специальных складах, где находятся они в отведенных местах, ящиках, на полках и т. д. В каждом складе ведется учет прихода и расхода запасных частей по картотеке.

Наряду с ведением надлежащего учета и отчетности по ремонтной документации отдел главного механика и энергетика ведет контроль за расходованием средств, выделяемых на ремонт оборудования и строительных сооружений, разрабатывает и проводит меры по снижению этих расходов путем удлинения срока службы оборудования и запасных деталей за счет применения лучших материалов, антикоррозионной защиты и других мероприятий, замены более дорогого материала дешевым без ухудшения прочности и срока службы деталей, восстановления изношенных деталей, внедрения механизации трудоемких ремонтных работ и применения механизмов, приспособлений и специального инструмента, внедрения стандартизации сменных деталей и агрегатов, следит за строгим соблюдением правил охраны труда и техники безопасности, а также правил эксплуатации оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алабовский А. Н. Выпарные аппараты погружного горения. — Киев: Вища школа, 1980. 120 с.
2. Александров И. А. Массопередача при ректификации и абсорбции многокомпонентных смесей. — Л.: Химия, 1975. 320 с.
3. Андреев М. М., Берман С. С., Буглаев В. Т., Костров Х. Н. Теплообменная аппаратура энергетических установок. — М.: Машгиз, 1963. 240 с.
4. Антуфьев В. М., Гусев Е. К., Мовсесян В. Л. Промышленная теплотехника (Выпарные установки). — Л.: Энергия, 1971. 81 с.
5. Архипов Г. В. Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников. — М.: Энергия, 1971. 272 с.
6. Бабилов Ю. М., Рассказов Д. С. Органические и кремнийорганические теплоносители. — М.: Энергия, 1975. 272 с.
7. Багатуров С. А. Основы теории и расчета перегонки и ректификации. — М.: Химия, 1974. 440 с.
8. Бадилькес И. С., Данилов Р. Л. Абсорбционные холодильные машины. — М.: Пищепромиздат, 1966. 365 с.
9. Бакластов А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. — М.: Энергия, 1970. 568 с.
10. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Я. Пластинчатые и спиральные теплообменники. — М.: Машиностроение, 1973. 288 с.
11. Беннет К. О., Майерс Д. Е. Гидродинамика, теплообмен и массообмен. — М.: Недра, 1966. 725 с.
12. Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. — М.: Машгиз, 1959. 427 с.
13. Васильев М. И. Монтаж вертикальных тяжеловесных аппаратов и конструкций. — М.: Стройиздат, 1973. 264 с.
14. Викторов М. М. Методы вычисления физико-химических величин и прикладные расчеты. — Л.: Химия, 1977. 360 с.
15. Выпарные вертикальные трубчатые аппараты общего назначения. Каталог. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979. 24 с.
16. Данилов О. Л., Рогачевский В. И. Аналитический расчет статистики процессов конвективной сушки. — Труды Моск. энерг. ин-та, 1976, вып. 283, с. 96—103.
17. Данилов О. Л., Рогачевский В. И., Волкова Т. М. К расчету распылительных сушилок. — Тр. Моск. энерг. ин-та, 1977, вып. 332, с. 43—47.
18. Долинский А. А., Воловик Ю. И. Состояние и задачи исследования распылительной сушки. — В кн.: Опыт применения распылительных сушильных установок. — Киев: Наукова думка, 1976, с. 11—29.
19. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. — М.: Машгиз, 1961. 624 с.

20. Закгейм А. Ю. Введение в моделирование химико-технологических процессов. — М.: Химия, 1973. 224 с.
21. Захарова З. Л., Рачинский А. С., Кузьмин П. А. Газовые контактные водонагреватели и их применение в народном хозяйстве. — Л.: Недра, 1966. 144 с.
22. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — М.: Энергия, 1975. 485 с.
23. Износостойкие материалы в химическом машиностроении / В. Д. Воронков, Ю. М. Виноградов, Г. Е. Лазарев и др. — Л.: Машиностроение, 1977. 256 с.
24. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. — М.: Химия, 1973. 750 с.
25. Кафаров В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. — М.: Химия, 1976. 464 с.
26. Кафаров В. В. Основы массопередачи. — М.: Высшая школа, 1972. 496 с.
27. Кейс В. М. Конвективный тепло- и массообмен. — М.: Энергия, 1972. 447 с.
28. Кириллин В. А., Шейндлин А. Е. Термодинамика растворов. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1956. 272 с.
29. Кирсанов И. Н. Конденсационные установки. — М.: Энергия, 1965. 376 с.
30. Клинов И. Я., Удыма П. Г., Молоканов А. В., Горьянова А. В. Химическое оборудование в коррозионностойком исполнении. — М.: Машиностроение, 1970. 590 с.
31. Коган В. Б. Теоретические основы типовых процессов химической технологии. — Л.: Химия, 1977. 592 с.
32. Колач Т. А., Радун Д. В. Выпарные станции. — М.: Машгиз, 1963. 400 с.
33. Кошкин В. К., Калинин Э. К. Теплообменные аппараты и теплоносители. — М.: Машиностроение, 1971. 200 с.
34. Круглый С. М. Производство хлора, каустической соды и водорода. — М.: Высшая школа, 1967. 268 с.
35. Кузмак Е. М. Основы технологии аппаратостроения. — М.: Недра, 1967. 463 с.
36. Кузнецов А. А., Кагерманов С. М., Судаков Е. Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. — Л.: Химия, 1974. 374 с.
37. Курылев Б. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. — Л.: Машиностроение, 1970. 672 с.
38. Лячинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. — Л.: Машиностроение, 1970. 752 с.
39. Лебедев П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. — М.: Энергия, 1972. 320 с.
40. Лебедев П. Д. Расчет и проектирование сушильных установок. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1963. 320 с.
41. Лебедев П. Д., Шукин А. А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. — М.: Энергия, 1970. 408 с.
42. Леончик Б. И. Теоретическое и экспериментальное исследование высокоинтенсивных процессов сушки распылением: Дис. на соиск. ученой степени доктора техн. наук. — М.: МЭИ, 1969.
43. Лыков М. В. Сушка в химической промышленности. — М.: Химия, 1970. 429 с.

44. Лыков М. В., Леончик Б. И. Распылительные сушилки. — М.: Машиностроение, 1966. 331 с.
45. Маньковский О. М., Толчинский А. Р., Александров М. В. Теплообменная аппаратура химических производств. — Л.: Химия, 1976. 368 с.
46. Мартыновский В. С. Холодильные машины. — М.: Пищепромиздат, 1950. 262 с.
47. Монтаж технологического оборудования/ В. З. Маршев, М. Л. Эльяш, Л. М. Турианский и др. — М.: Стройиздат, т. II, 1976. 380 с.
48. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели/ В. К. Мигай, В. С. Назаренко, И. Ф. Новожилов, Т. С. Добряков. — Л.: Энергия, 1971. 168 с.
49. Михеев В. П., Медников Ю. П. Сжигание природного газа. — Л.: Недра, 1975. 391 с.
50. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977. 344 с.
51. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Процессы и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. — Л.: Химия, 1969. 624 с.
52. Мухленов И. П., Тарат Э. Я. Пенный режим и пенные аппараты. — Л.: Химия, 1977. 304 с.
53. Плановский А. Н., Николаев Л. И. Процессы и аппараты химической технологии. — М.: Химия, 1972. 496 с.
54. Плановский А. Н., Рамм В. М., Каган С. З. Процессы и аппараты химической технологии. — М.: Химия, 1967. 847 с.
55. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. — М.: Металлургия, 1975. 65 с.
56. Рамм В. М. Абсорбция газов. — М.: Химия, 1976. 656 с.
57. Система плано-предупредительного ремонта химического оборудования и транспортных средств на предприятиях химической и нефтехимической промышленности. — М.: НИИТЭХИМ, 1967. 418 с.
58. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: Справочник/ Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. — М.: Энергия, 1980, 528 с.
59. Справочник по объектам Котлонадзора/ А. К. Зыков, Д. А. Литвинов, И. А. Молчанов и др. — М.: Энергия, 1974. 440 с.
60. Справочник по специальным работам. Такелаж и такелажные работы/ Н. Е. Вольберг, К. М. Гайдамак, М. П. Демант и др. — М.: Стройиздат, 1975, 619 с.
61. Сухотин А. М., Зотиков В. С. Химическое сопротивление материалов. Справочник. — Л.: Химия, 1975. 408 с.
62. Таубман Е. И. Расчет и моделирование выпарных установок. — М.: Химия, 1970. 216 с.
63. Теплотехнический справочник. — М.: Энергия, т. 1, 1975. 744 с.
64. Теплотехнический справочник. — М.: Энергия, т. 2, 1976. 896 с.
65. Топтуненко Е. М. Основы конструирования и расчета химических аппаратов и машин. — Киев: Выща школа, т. I, II, 1974. 242 с., 220 с.
66. Тыныбеков Э. К., Салимов Т. Д., Сарабасов Д. Некоторые результаты разработки рационального способа сушки пекарских дрожжей посредством распыления жидкости в вакууме. — В кн.:

Опыт применения распылительных сушильных установок. — Киев: 1976, с. 89—93.

67. Удыма П. Г. Аппараты с погружными горелками. — М.: Машиностроение, 1973. 271 с.

68. Утеуш Э. В., Утеуш З. В. Введение в кибернетическое моделирование. — М.: Энергия, 1971. 208 с.

69. Федоткин И. М., Фирисюк В. Ф. Интенсификация теплообмена в аппаратах химических производств. — Киев: Техніка, 1971. 215 с.

70. Флореа О., Смигельский О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии. — М.: Химия, 1971. 483 с.

71. Фрекс Р. Математическое моделирование в химической технологии. — М.: Химия, 1971. 272 с.

72. Харламов С. В. Конструирование технологических машин и аппаратов. — Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1974. 272 с.

73. Циборовский Я. Основы процессов химической технологии. — Л.: Химия, 1967. 720 с.

74. Чернобыльский И. И. Выпарные установки. — Киев: Выща школа, 1970. 244 с.

75. Чечеткин А. В. Высокотемпературные теплоносители. — М.: Энергия, 1971. 495 с.

76. Швец И. Т., Толубинский В. И., Алабовский А. Н. и др. Теплотехника. — Киев: Выща школа, 1976. 520 с.

77. Шрейбер Г. К., Перлин С. М., Шибряев П. С. Конструкционные материалы в нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности. Справочное руководство. — М.: Гостоптехиздат, 1962. 382 с.

78. Шумелишский М. Г. Эжекторные холодильные машины. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1961. 180 с.

79. Энциклопедия кибернетики. — Киев: Главная редакция Украинской Советской энциклопедии, т. I, II, 1975. 607 с., 624 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П.1. Теплофизические свойства дымовых газов, полученных при сжигании природного газа среднего химического состава

Температура t , °C	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная тепло- емкость c_p , кДж/(кг·К)	Теплопро- водность $\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	Темпера- туропровод- ность $\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	Динамичес- кая вяз- кость $\mu \cdot 10^6$, Па·с	Кинемати- ческая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Число Прандтля Pr
0	1,295	1,043	2,28	16,85	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,12	31,2	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,00	49,0	24,6	32,8	0,67
300	0,617	1,122	4,83	70,5	28,3	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,68	94,5	31,6	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,54	122,5	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,44	150,0	38,0	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,25	184,0	40,6	112,10	0,61
800	0,330	1,264	9,15	220,0	43,5	131,80	0,60
900	0,301	1,290	9,98	259,0	46,0	152,50	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	304,0	47,7	173,40	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	346,0	51,0	197,10	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	400,0	53,0	221,00	0,56
1300	0,230	1,36	13,51	432,0	55,0	239,0	0,554
1400	0,220	1,38	14,40	474,0	56,6	257,0	0,543
1500	0,210	1,41	15,30	516,0	58,6	279,0	0,54
1600	0,200	1,44	16,20	560,0	60,0	300,0	0,534
1700	0,195	1,46	17,05	600,0	64,6	331,0	0,553
1800	0,190	1,48	18,1	645,0	68,5	361,0	0,560
1900	0,185	1,50	18,95	685,0	72,0	390,0	0,570
2000	0,180	1,52	19,85	725,0	75,4	419,0	0,576

Таблица П.2. Теплофизические свойства дифенильной смеси

Температура t , °C	Давление p , МПа	Плотность ρ , кг/м³		Удельный объем v , м³/кг		Энтальпия h , кДж/кг		Теплота парообразования r , кДж/кг
		жидкости	насыщенного пара	жидкости	насыщенного пара	жидкости	насыщенного пара	
20	—	1060	—	0,943	—	12,6	390	377
100	0,0006	995	0,035	1,005	28	156	500	346
200	0,025	912	0,99	1,096	1,0	364	678	314
220	0,042	896	1,6	1,116	0,62	415	720	303
240	0,064	879	2,4	1,137	0,41	460	760	297
260	0,105	863	3,9	1,159	0,25	515	802	287
280	0,166	845	6,1	1,184	0,165	567	845	274
300	0,238	825	8,7	1,211	0,115	626	889	264
320	0,332	804	12,2	1,243	0,082	682	935	254
340	0,456	783	17,0	1,277	0,059	740	982	243
360	0,614	761	23,0	1,314	0,044	800	1030	230
380	0,815	739	30,0	1,354	0,032	860	1080	220
400	1,064	709	42,0	1,410	0,024	915	1120	208

Продолжение табл. П.2

Температура t , °C	Давление p , МПа	Теплоемкость c_p , кДж/(кг·K)	Теплопроводность λ , Вт/(м·K)	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^6$, Па·с		Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с		Число Прандтля $Pr_{ж}$
				жидкости	насыщенного пара	жидкости	насыщенного пара	
20	—	1,58	0,137	4360	—	4,11	—	50
100	0,0006	1,88	0,126	1002	6,76	1,01	192	15
200	0,025	2,34	0,111	406	8,72	0,446	8,8	8,6
220	0,042	2,43	0,108	356	9,10	0,396	5,6	8,0
240	0,064	2,53	0,105	316	9,50	0,360	3,9	7,6
260	0,105	2,64	0,1025	282	9,86	0,326	2,5	7,2
280	0,166	2,68	0,100	253	1,03	0,299	1,7	6,9
300	0,238	2,76	0,0965	228	1,07	0,276	1,2	6,5
320	0,332	2,80	0,0940	208	1,11	0,259	0,9	6,2
340	0,456	2,89	0,0910	191	1,15	0,243	0,68	6,0
360	0,614	2,92	0,0885	177	1,19	0,229	0,52	5,8
380	0,815	2,97	0,0850	161	1,23	0,218	0,39	5,6
400	1,064	3,02	0,0825	149	1,27	0,210	0,31	5,4

**Таблица П.3. Теплофизические свойства
тетракрезоксилана (ТКС)**

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность ρ , кг/м ³	Теплоемкость c_p^* , кДж/(кг·К)	Энтальпия h , кДж/кг	Теплопровод- ность λ , Вт/(м·К)	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$, Па·с	Кинематичес- кая вязкость $\nu \cdot 10^4$, м ² /с	Критерий Прандтля Pr
20	1127,8	1,84	36,0	0,127	5980	52,9	890
100	1064,6	2,425	208,0	0,115	4070	3,82	87,2
200	986,8	3,48	504,0	0,106	1296	1,31	42,5
220	969,5	3,72	576,0	0,105	1120	1,15	39,8
240	952,7	3,94	653,0	0,1026	952	1,00	36,8
260	936,1	4,15	734,0	0,100	785	0,84	32,5
280	918,9	4,40	820,0	0,099	658	0,72	29,4
300	901,8	4,64	908,0	0,097	580	0,64	27,4
320	883,5	4,85	1050,0	0,0956	530	0,60	27,0
340	866,2	5,10	1110,0	0,0932	476	0,55	26,1
350	857,8	5,23	1200,0	0,092	462	0,54	26,0

**Таблица П.4. Теплофизические свойства нитритнитратной соли
(53% KNO₃ + 7% NaNO₃ + 40% NaNO₂)**

Наименование	Температура $t, ^\circ\text{C}$					
	150	200	300	400	500	550
Плотность ρ , кг/м ³	1976	1934	1856	1783	1715	1681
Теплопроводность λ , кВт/(м ² ·К)	0,440	434	0,392	0,330	0,266	0,234
Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$, н·с/м ²	178	78,9	31	18,3	13,2	11,7
Энтальпия h , кДж/кг	338	410	535	676	815	880
Критерий Прандтля Pr	57,40	25,40	11,20	7,91	7,02	7,00

**Таблица П.5. Теплофизические свойства жидкометаллических
теплоносителей**

Теплоноситель	При атмосферном давлении 0,1 МПа						
	ρ , кг/м ³	$t_{пл}^*$, °C	t_s , °C	c_p^* , кДж/(кг·К)	λ^{**} , Вт/(м·К)	$\rho_{пл}^*$, кДж/кг	$\rho_{кип}^*$, кДж/кг
Свинец	11 350	327,4	1737	0,155	15,48	24,7	856,6
Висмут	9830	271,0	1477	0,159	16,3	50,2	855,4
Литий	534	180,5	1336	4,40	47,6	661,5	19 594
Ртуть	13 546	-38,9	357,3	0,138	13,28	11,7	296
Калий	870	63,7	760	0,762	34,9	61,1	2076,7
Натрий	975	97,8	883	1,46	64,0	113,3	4208

* Удельная теплоемкость c_p при $^\circ\text{C}$.

** Теплопроводность λ при 500 $^\circ\text{C}$.

Таблица П.6. Тепло- и физико-химические свойства хладонов (фреонов)

Название	Формула	Плотность ρ , кг/м ³	Температура плавления $t_{пл}$, °C	Температура кипения t_k , °C	Вязкость μ , МПа·с	Температура критическая $t_{кр}$, °C	Давление кри- тическое $P_{кр}$, МПа	Растворимость в воде a , % масс
Фтортрихлорметан (фреон-11, хладон-11)	CClF	1487	-111,1	24,1	—	196	4,45	н. р.
Дифтордихлорметан (фреон-12, хладон-12)	CCl ₂ F ₂	1486	-158	-29,8	—	111,5	4,13	0,04
Дифторхлорметан (фреон-22, хладон-22)	CHClF ₂	1491	-160	-40,8	—	96,1	4,99	—
Трифтортрихлорэтан (фреон-113, хладон-113)	C ₂ Cl ₃ F ₃	1576	-36,4	47,7	—	213,1	3,43	н. р.
Дихлортетрафторэтан (фреон-114, хладон-114)	C ₂ Cl ₂ F ₄	1455	-94	3,8	—	145,5	3,41	н. р.
Хлорпентафторэтан (фреон-115, хладон-115)	C ₂ ClF ₅	1691	-106	-38,5	—	80	3,14	н. р.

Таблица П.7. Рекомендуемые и предельно допустимые удельные мощности трубчатых электронагревателей для различных условий работы

Характер работы	Материал трубы	Наполнитель	Рекомендуемая удельная мощность σ , Вт/см ²	Предельно допустимая удельная мощность, Вт/см ²
Нагрев в спокойной воздушной среде	Сталь 10, латунь Л62	Кварцевый песок	1	1,8
	То же	Периклаз	1,5	2,3
	Сталь X18H10T	То же	3	5
Нагрев в движущемся воздушном потоке со скоростью 6 м/с и выше (электрокалориферы)	То же	Кварцевый песок	3	5
		Периклаз	4	6

Характер работы	Материал трубки	Наполнитель	Рекомендуемая удельная мощность с, Вт/см²	Предельно допус- тимая удельная мощность, Вт/см²
Плавление парафина (рекомендуется за- лить ТЭН в силуми- новые цилиндры)	Сталь 10	Кварцевый пе- сок или пери- клаз	1,5	2,5
Нагрев нефти и сма- зочных масел	Сталь 10, сталь МСтЗ, сталь Х18Н10Т	То же	2,5	3
Нагрев растительных масел	Сталь Х18Н10Т	„ „	2	3
Плавление легкоплав- ких мягких метал- лов	Сталь 10	Периклаз	3	6
Нагрев селитры и со- лей	Сталь Х18Н10Т	То же	3	4
Сушка поверхностей радиационным излу- чением с использо- ванием отражателей	То же	„ „	3	4,5
Сушка поверхностей на открытых пло- щадках с повышен- ными тепловыми по- терями	То же	„ „	5	7

Таблица П.8. Температурные пределы применения
(хладоносителей и хладоагентов) в технике

Теплоноситель	Предельная температура, °С	Абсолютное давление, МПа
Гелий	—272	0,01
Водород	—257	1
Азот, кислород, воздух	—210	20

Теплоноситель	Предельная температура, °С	Абсолютное давление, МПа
Метан	—100—160	4
Этан, этилен	—70—150	4
Аммиак, двуокись серы	—70	1,5
Углекислый газ, хладоны-12 и 22	—50	0,1
Рассол хлористого кальция	—10	0,3
Хладоны-11, 21, 113, 114	200	1,6
Вода	300	4
Водяной пар	350	0,6
Дифенил, дифенилоксид, дифенильная смесь (ВОТ)	350	0,1
Силиконы (тетракрезиноксисилан)	500	0,9
Ртуть	350	0,1
Нитритнитратная смесь (40% NaNO_2 , 7% NaNO_3 , 63% KNO_3)	1000	0,1
Дымовые газы	1500	0,1
Твердые теплоносители (шамот, каолин, окись алюминия)	2000	0,1
Ионизированные газы (низкотемпературная плазма)		

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абсорберы 246
Абсорбция 216
Адсорбция 216, 241
Алюминий 260
Аппараты:
 барботажные 123
 каскадные 123
 контактные 119
 насадочные 123
 погружного горения 139
 полые 124
 струйные 124
 тепломассообменные 118
Бронза 260
Брызгоотделители:
 жалюзийные 105
 сетчатые 104
 циклонные 104
Витание частиц 174
Влагосодержание:
 воздуха 131
 дымовых газов 146
Выпаривание 77
Выпарные аппараты:
 с выносным кипяильни-
 ком 96, 97
 с подвесной греющей ка-
 мерой 96
Генераторы 246
Гидравлическое:
 испытание 286
 сопротивление 46
Горение 144
Греющая камера 102
Двери 294
Двухкомпонентные теплоноси-
 тели 10
Дефлегматор 204
Диаграмма:
 кипения 183
 конденсации 183
 равновесия 183
 I-d 128
Дистилляционный куб 203
Долговечность 59
Допускаемые напряжения 269
Дуговые электропечи 65
Единая система конструк-
 торской документации
 (ЕСКД) 11, 31
Жидкости 77
Закон:
 Генри 217
 Гесса 215
 Рауля 182
Зона факела 157
Индукционные нагреватели 74
Инкрустация 97
Испарители 246
Компрессорные холодильные
 установки 220
Конденсаторы 245
Конструктивные показатели 55
Краны грузоподъемные:
 автомобильные 298
 башенные 299
 гусеничные 297
 козловые 298

Критерий:
 Жаворонкова 136, 137
 Кирпичева 125
 оптимизации 26, 153
 Прандтля 126
 Рейнольдса 126
 теплового напряжения 147
 Фруда 137
 Кровля 293
 Коэффициент:
 загрязнения 239
 избытка флегмы 186
 массопередачи 187
 полезного действия 62
 теплоотдачи 33
 теплопередачи 33
 теплопроводности 7, 34
 Латунь 236, 259
 Лестницы 294
 Макетный проект 14
 Медь 259
 Межремонтный:
 период 314
 цикл 314
 Метод:
 Льюиса—Маттесона 208
 Плановского 211
 Тиль—Геддиса 193
 Методы монтажа 301
 Моделирование:
 кибернетическое 16
 математическое 16, 199
 физическое 16, 153
 Муфельные печи 66
 Нагреватели 68
 Насадки 133
 Никель 260
 Нихром 71
 Номограммы сушки 167, 169,
 171, 172, 173, 176
 Окна 294
 Оптимальное число ступеней
 установки 84
 Парогазовая смесь 142

Пленочные выпарные аппара-
 ты 101
 Плотность орошения 126
 Пневматическое испытание 287
 Поверхность теплообмена 34
 Погружные горелки 139
 Показатели:
 качества 58
 экономические 60
 Поверочный расчет 47
 Полы 294
 Проект:
 рабочий 10
 технический 12
 Процесс ректификации 179
 Пучок ребристых труб 27
 Распылители 159
 Распылительная сушилка 156,
 160, 163
 Растворное пространство 103
 Расчет:
 аналитический 49
 графоаналитический 49
 Режимы работы колонны 204
 Ректификационные колонны:
 барботажные 201
 насадочные 201
 Рекуперация теплоты 198
 Ремонт оборудования:
 капитальный 313
 средний 313
 текущий 312
 Ригели 293
 Свинец 260
 Скорость теплоносителей 36, 44
 Способы сушки 149
 Средняя температура 34, 35
 Стали:
 легированные 255
 углеродистые 254
 Статика сушки 166
 Стены 292
 Стропы 297

- Сушилки:
 - атмосферные 151
 - вакуумные 151
- Сушильная камера 169, 172
- Сушильные агенты 151
- Схемы:
 - выпарных установок 80
 - подогрева раствора 82
- Тарелки:
 - колпачковые 204
 - решетчатые 207
 - ситчатые 206
- Температура:
 - кипения 8
 - мокрого термометра 129
 - плавления 8
- Температурная депрессия 78
- Теплоносители:
 - газовые 7
 - жидкие 6
 - твердые 6
- Теплота парообразования 8
- Теплообменники:
 - винтовые 25
 - кожухотрубчатые 24
 - пакетные 28
 - спиральные 28
- Технический уровень:
 - абсолютный 59
 - относительный 59
 - перспективный 59
- Термическая обработка сосудов 280
- Техническая эстетика 60
- Трубчатые электронагреватели 67
- Унос 108
- Уравнение:
 - Долинского 160, 176
 - Жаворонкова 136
- Фермы 293
- Фонари 294
- Формула:
 - Вальдена 216
 - Вейса 234
 - Жаворонкова 126, 138
 - Клаузиуса — Клапейрона 215
 - Лоренца 216
 - Льюиса 125
 - Нернста 215
 - Тищенко 78
 - Трутона 215
 - Черткова 127
- Фундаменты 292
- Характеристика:
 - выпарных аппаратов 94
 - насадок 133
- Циркуляционный контур 107
- Циркуляция раствора:
 - естественная 106
 - принудительная 107
- Число единиц переноса 187
- труб в аппарате 42
- Чугун 259
- Штамповка днищ 276
- Эжекторы 225, 231
- Экстрактор 115
- Электронагреватели:
 - индукционные 74
 - сопротивления 66, 73
- Элементы выпарных аппаратов 101
- Эллиптические днища 276
- Энтальпия:
 - жидкости 197
 - пара 197
- Эргономика 60

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ	
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ УСТАНОВОК	
Глава первая. Теплоносители	6
1.1. Классификация и свойства теплоносителей	6
1.2. Многокомпонентные теплоносители	10
Глава вторая. Основы проектирования тепломассообменных установок	11
2.1. Проектное задание	11
2.2. Технический проект установки	12
2.3. Макетное проектирование	14
2.4. Основы моделирования и оптимизации тепломассообменных установок	16
2.5. Математические методы при проектировании тепломассообменных установок	22
Глава третья. Рекуперативные аппараты и установки	23
3.1. Рекуперативные теплообменные аппараты	23
3.2. Конструктивный и проверочный методы расчета теплообменных аппаратов	31
3.3. Методы теплотехнического расчета теплообменных аппаратов с применением ЭВМ	49
3.4. Факторы, определяющие выбор теплообменников	55
3.5. Методы интенсификации теплообмена в аппаратах	63
3.6. Электронагревательные установки	64
Глава четвертая. Выпарные аппараты и установки	77
4.1. Схемы многоступенчатых выпарных установок	78
4.2. Переходные режимы и динамические характеристики многоступенчатых выпарных установок	87
4.3. Типовые конструкции выпарных аппаратов и их элементов	93
4.4. Расчет выпарных установок с помощью ЭВМ	110
4.5. Оптимизация выпарной установки и технико-экономические показатели ее работы	114
Глава пятая. Тепломассообменные аппараты и установки контактного типа	118
5.1. Теплообменники контактного типа. Факторы, определяющие выбор их конструкции	118

5.2. Расчет полезного объема насадочного контактного теплообменника	124
5.3. Математическое моделирование процессов гидродинамики и теплообмена в контактных аппаратах	127
5.4. Расчет процессов и конструктивных размеров контактных теплообменников	131
5.5. Гидравлический режим и сопротивление теплообменников с насадкой	136
5.6. Аппараты с погружными горелками	139
Глава шестая. Сушильные установки	147
6.1. Классификация сушимых материалов, сушильных установок и сушильных агентов	147
6.2. Выбор и технико-экономическое обоснование оптимального способа и режима сушки	152
6.3. Сушка жидкотекучих материалов	155
6.4. Характеристики распылительных сушилок	158
6.5. Расчет сушильных установок	164
6.6. Некоторые способы сушки жидких и пастообразных материалов	177
Глава седьмая. Ректификационные установки	179
7.1. Расчет ректификационных колонн непрерывного действия	179
7.2. Ректификационные установки периодического действия	194
7.3. Тепловой баланс ректификационной установки	197
7.4. Математические модели ректификационных колонн	199
7.5. Расчет элементов и узлов ректификационных колонн	201
7.6. Гидродинамика и гидравлическое сопротивление барботажных колонн	204
7.7. Расчет ректификационных колонн и оптимизация их с помощью ЭВМ	207
Глава восьмая. Установки для теплообмена с подвижной границей раздела фаз	212
8.1. Процессы теплообмена при химических превращениях	212
8.2. Абсорбционные установки	216
Глава девятая. Холодильные установки на базе теплового потребления	220
9.1. Способы получения холода	220
9.2. Технико-экономическое обоснование способа получения холода	221
9.3. Проектирование пароежекторных холодильных установок	224
9.4. Проектирование абсорбционных холодильных установок	240
	335

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Глава десятая. Конструкционные материалы и их применение в теплообменных установках	253
10.1. Основные требования, предъявляемые к материалам	253
10.2. Конструкционные материалы, применяемые для изготовления аппаратуры	254
10.3. Неметаллические материалы в аппаратостроении	261
Глава одиннадцатая. Конструирование, изготовление и расчеты на прочность деталей теплообменных аппаратов	265
11.1. Основы конструирования теплообменных аппаратов	265
11.2. Нормы и методы расчета на прочность деталей аппаратуры	267
11.3. Конструктивные и прочностные расчеты тонкостенных сосудов и аппаратов	270
11.4. Конструирование, изготовление и расчет на прочность днищ и крышек	275
11.5. Конструирование и изготовление люков, штуцеров и бобышек	277
11.6. Сборка и сварка деталей аппаратов	279
11.7. Конструирование и расчет на прочность деталей кожухотрубчатых теплообменников	281
11.8. Испытание аппаратов	286
Глава двенадцатая. Здания и сооружения для теплообменных установок	288
12.1. Основные требования к зданиям и строительным сооружениям	288
12.2. Строительные элементы промышленных зданий и сооружений	290
Глава тринадцатая. Монтаж оборудования теплообменных установок	295
13.1. Организация строительно-монтажных работ	295
13.2. Монтажные механизмы и инструменты	296
13.3. Монтаж технологического оборудования	301
13.4. Испытание установок и подготовка их к эксплуатации	303
Глава четырнадцатая. Эксплуатация и ремонт теплообменных установок	303
14.1. Эксплуатация теплообменных установок	303
14.2. Система планово-предупредительного ремонта оборудования	310
14.3. Виды ремонтов оборудования	312
14.4. Нормативы на ремонт оборудования	314
14.5. Планирование трудоемкости ремонтных работ	316
14.6. Организация обслуживания и ремонта оборудования	318
Список литературы	321
Приложения	325
Предметный указатель	331